



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

JORMA HEINONEN

**ETUPYÖRÄN AKSELOINNIN
SUUNNITTELU LINJA-AUTOON**

Diplomityö

Tarkastaja: professori Erno Keskinen
Tarkastaja ja aihe hyväksytty Automaatio-,
kone- ja materiaalitekniikan tiedekuntaneu-
voston kokouksessa 9. joulukuuta 2009

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Konetekniikan koulutusohjelma

HEINONEN, JORMA: Etupyörän akseloinnin suunnittelu linja-autoon

Diplomityö, 139 sivua, 26 liitesivua

Heinäkuu 2010

Pääaine: Koneensuunnittelu

Tarkastaja: professori Erno Keskinen

Avainsanat: akselisto, etuakseli, etupyörä, kaarreajo, linja-auto, olka-akseli, olkatappi, pyörän laakerointi, pyörän napa, raskas ajoneuvo, sivusuuntainen kitkavoima

Linja-auton etupyörän kiinnitys auton runkoon on yksi keskeisimmistä matkustajien turvallisuuteen vaikuttavista tekijöistä. Levypyörän ja tukivarsien väliset komponentit on tästä syystä suunniteltava huolellisesti. Tässä työssä selvitettiin etupyörän kuormitukset ja suunniteltiin niiden pohjalta naparakenteen keskeiset komponentit.

Kuormitusten määrittämisessä lähdettiin liikkeelle staattisten voimien pohjalta ja dynaamiset pystysuuntaiset kuormitushuiput huomioitiin jännitysten laskennassa kuormituskertoimella. Mitoituksessa on hyödynnetty myös olemassa olevia naparakenteita, koska akseliston osien mitoitus on perinteisesti suoritettu suurelta osin käytössä saatujen kokemusten pohjalta.

Tehty suunnittelutyö jakaantui kolmeen vaiheeseen. Aluksi selvitettiin auton massajakautuman ja kiihtyvyysvaatimusten pohjalta etunapaan kohdistuvat kuormitukset. Tässä yhteydessä tutkittiin sekä jarrutustilannetta että auton kaarrekäyttäytymistä. Seuraavaksi suoritettiin jännitystarkastelut yksittäisille osille erilaisissa kuormitustilanteissa. Samalla vertailtiin toisiinsa erilaisia rakennevaihtoehtoja. Lopuksi tarkasteltiin jännitysten aiheuttamia vaatimuksia materiaalien lujuudelle sekä etsittiin komponenteille sopivimmat materiaalit ja valmistusmenetelmät.

Kuormitusten laskennassa havaittiin, että naparakenteen ja varsinkin sen keskeisimmän komponentin, olka-akselin, kuormittumisessa kaarrerasitukset ovat määrääviä. Tämä johtuu keskipakoisvoiman ja korkealla sijaitsevan painopisteen aiheuttamasta massan siirtymisestä ulomman pyörän kannettavaksi ja toisaalta sivuttaisen kitkavoiman suuresta momenttivarresta pyörän keskiöön nähden. Kaarreluormitukset on syytä ottaa hyvin vakavasti komponenttien suunnittelussa, sillä nämä vaihtelevat kuormitukset ovat luonteeltaan rakennetta väsyttäviä.

Valmistusmenetelmien vertailussa havaittiin, että muottitaonta, joka on massatuotannossa edullisin olka-akselin valmistusmenetelmä, ei ole taloudellisesti kannattava menetelmä pienten sarjojen valmistuksessa. Muotin suurten valmistuskustannusten vuoksi sarjakokojen tulisi olla hyvin suuria. Valaminen sen sijaan soveltuu hyvin jo pienillekin sarjoille. Tällä valmistusmenetelmällä materiaalin lujuus muodostuu tosin hieman alhaisemmaksi kuin taottaessa, joten tämä on otettava huomioon osien mitoituksessa.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Mechanical Engineering

HEINONEN, JORMA: The Design of a Front Axle System for a Bus

Master of Science Thesis, 139 pages, 26 appendix pages

July 2010

Major Subject: Machine Design

Examiner: Professor Erno Keskinen

Keywords: axle system, bus, coach, cornering forces, front axle, front wheel, heavy-duty vehicle, king pin, lateral frictional force, steering knuckle, wheel bearing, wheel hub

One of the key factors affecting the safety of bus passengers is the attachment of the front wheel to the vehicle chassis. The components intermediate between the road wheel and control arms therefore require careful design. In this project, the central components of the hub structure are designed, based on the assessment of the loads exerted on the front wheel.

The assessment of the wheel loads begins with an examination of the static forces acting on the wheel, while the dynamic vertical peak loads are taken into account in stress calculations by using a load coefficient. For the purpose of dimensioning, existing hub structure designs are also exploited, as the dimensioning of the components of the axle systems has conventionally largely relied on practical experience.

The design is carried out in three stages. Firstly, the loads placed on the front hub are determined on the basis of the mass distribution and acceleration/deceleration requirements of the vehicle. Here, both braking situations and the cornering behaviour of the vehicle are considered. Subsequently, stress analyses on the individual components in various types of stress situations are performed, together with an evaluation of the impact of different structural design options. Finally, the resulting requirements on the strength of the components are established, and the most suitable materials and production methods are chosen.

The examination of the wheel loads shows that the cornering forces are decisive when determining the maximum loads placed on the hub structure, and especially on its most central component, the steering knuckle. This is due to (i) the shift of weight onto the outer wheel of the cornering vehicle, caused by the centrifugal force and the vehicle's high located centre of gravity, and (ii) the large length of the lever arm of the lateral frictional force with respect to the wheel hub. The design of the components therefore calls for a very serious consideration of the cornering forces, as these varying loads are prone to cause structural fatigue.

A comparison of the available production methods shows that although die forging is the cheapest mass production method for the steering knuckle, it is not economically viable for the production of small runs. Due to the high costs involved in the creation of the die, forging in effect requires very large production runs. Casting, in contrast, is well suited even for small runs. In comparison to forging, however, casting results in a slightly lower material strength of the components, which therefore should be taken into account in their dimensioning.

ALKUSANAT

Tämän diplomityön aiheena on linja-auton etupyörän kiinnitysrakenteen suunnittelu niiden komponenttien osalta, jotka sijoittuvat levypyörän ja tukivarsien väliin. Työn aiheen on antanut ja työtä stipendirahoituksella tukenut lahtelainen Kabus Oy, joka on valmistanut sekä kaupunki- että pikavuoroautoja Koiviston Auto –yhtymään kuuluville linja-autoyrityksille vuodesta 1977 lähtien.

Olen kiitollinen Kabus Oy:lle mielenkiintoisesta ja vastuullisesta diplomityön aiheesta. Olen suhtautunut työhöni hyvin vakavasti, sillä linja-auton etupyörän kiinnitystä suunnitteleva on vastuussa kymmenien ihmisten turvallisuudesta.

Tampereen teknillisen yliopiston professoria Erno Keskistä kiitän sekä kannustavista, ystävällisistä neuvoista että tämän työn tarkastamisesta. Käännösavusta olen kiitollinen filosofian maisteri Tomi Marinille.

Vaimolleni Eliselle olen kiitollinen kärsivällisyydestä ja kiitän sekä häntä että lapsiani Annaa, Joonaa, Noomia, Seelaa, Nooa ja Eliaa kannustavasta suhtautumisesta tämän työn tekemiseen.

Kiitollisuudenvelassa olen myös niille omaisille ja ystäville, jotka ovat rukoilleet minun puolestani tai muulla tavalla edistäneet tämän työn saattamista julkaisukuntoon. Siunatkoon hyvä, rakastava ja armollinen Jumala teitä ja palkitkoon teidän rakkautenne hyvillä lahjoillaan!

Kiitollisin mielin

Laitilassa kesäkuun kahdentenakymmenentenä päivänä 2010



Jorma Heinonen

Koukkelantie 204, 23800 Laitila

jorma.heinonen@hotmail.com

SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ	II
ABSTRACT	III
ALKUSANAT	III
MERKIT JA SYMBOLIT	VIII
1. JOHDANTO	1
2. TEOREETTISET LÄHTÖKOHDAT	2
2.1. Ajoneuvon esittely	2
2.1.1. Akselipainot	2
2.1.2. Painopisteen sijainti	3
2.1.3. Pyörävoimat	5
2.1.4. Kuormituskertoimet	9
2.2. Naparakenteen lujuustarkastelut	10
2.3. Vierintälaakerien laskenta	15
2.3.1. Laakerilaskelmat suoralla tiellä ajettaessa	17
2.3.2. Laakerilaskelmat kaarreaajossa	21
2.3.3. Laakerien kestoikä	22
3. KOMPONENTTIEN SUUNNITTELU	23
3.1. Yleinen voimatarkastelu kaarreaajossa	23
3.2. Ajoneuvon kaatuminen kaarteessa	26
3.3. Etuakseliston rakennevaihtoehtoja	30
3.3.1. Kibusissa käytetty naparakenne	30
3.3.2. Rakennevaihtoehtoja	31
3.4. Olka-akselin akseliosan lujuustarkastelu	34
3.4.1. Ajo suoralla tiellä	34
3.4.2. Jännitysten kitkariippuvuus kaarreaajossa	36
3.4.3. Kaarreaajo lepokitkakertoimella 0,60	39
3.4.4. Jarrutustilanne kaarreaajossa lepokitkakertoimella 0,60	41
3.4.5. Olka-akselin jännitykset kaatumistilanteessa	42
3.4.6. Olka-akselin ulkopään jännitykset	43
3.4.7. Olka-akselin akseliosan taipumat eri kuormituksilla	45
3.5. Olkapään keskikohdan jännitystarkastelu	47
3.5.1. Poikkipintasuureet	47
3.5.2. Kuormitukset:	48
3.5.3. Jarrutustilanne suoralla tiellä ajettaessa	49
3.5.4. Kaarreaajo lepokitkakertoimella 0,60	50
3.5.5. Jarrutustilanne ajettaessa kaarteessa lepokitkakertoimella 0,60	51
3.5.6. Suoran olka-akselin jännitys kaatumisen lopussa	53
3.6. Olkapään haarojen jännitystarkastelu	53
3.6.1. Poikkipintasuureet	53
3.6.2. Kuormitukset	54

3.6.3.	Jarrutustilanne suoralla tiellä ajettaessa.....	54
3.6.4.	Jarrutustilanne kaarreajossa kitkakertoimella 0,85.....	56
3.6.5.	Haarojen jännitykset kaatumisen lopussa.....	59
3.7.	Olka-akselin haarojen tyvitarkastelu.....	60
3.7.1.	Poikkipintasuureet.....	60
3.7.2.	Jarrutustilanne suoralla tiellä ajettaessa.....	61
3.7.3.	Jarrutustilanne kaarreajossa kitkakertoimella 0,85.....	62
3.7.4.	Haarojen tyvijännitykset kaatumisen lopussa.....	65
3.8.	Olka-akselin akseliosan väsymistarkastelu.....	66
3.9.	Olkatapin jännitystarkastelu.....	70
3.9.1.	Tarkasteltavat kuormitustilanteet.....	70
3.9.2.	Kaarreaajo lepokitkakertoimella 0,85.....	70
3.9.3.	Jarrutustilanne kaarreajossa lepokitkakertoimella 0,85.....	73
3.9.4.	Olkatapin jännitys kaatumisen lopussa.....	76
3.10.	Olkapään laakerointi.....	77
3.10.1.	Yleistä olkapään laakereista.....	77
3.10.2.	Jarrutustilanne kaarreajossa lepokitkakertoimella 0,85.....	77
3.10.3.	Laakerien pintapaine kaatumistilanteessa.....	79
3.10.4.	Olkaniivelen aksiaalinen vierintälaakeri.....	79
3.11.	Napalaakeroinnin laskenta.....	80
3.11.1.	Laakerien koko ja etäisyys.....	80
3.11.2.	Ajo suoralla tiellä.....	80
3.11.3.	Kaarreaajo.....	81
3.11.4.	Laakerien kestoikä.....	84
3.12.	Navan suunnittelu.....	85
3.12.1.	Kuormituksen luonne.....	85
3.12.2.	Jarrutustilanne ajettaessa suoralla tiellä.....	85
3.12.3.	Jarrutustilanne kaarreajossa lepokitkakertoimella 0,60.....	89
4.	TULOKSET JA NIIDEN TARKASTELU.....	95
4.1.	Olka-akselin jännitykset.....	95
4.1.1.	Jännitysten staattinen tarkastelu.....	95
4.1.2.	Suoran ja haarallisen olka-akselin vertailua.....	96
4.1.3.	Olka-akselin tyven dynaamiset kuormitukset.....	97
4.2.	Olkatapin jännitykset ja pintapaineet.....	101
4.3.	Pyörän navan jännitykset.....	101
4.4.	Olka-akselin rakennevaihtoehtojen vertailu.....	102
4.4.1.	Haarukkamallinen olka-akseli.....	102
4.4.2.	Yhtenäisrakenne.....	105
4.4.3.	Suora olka-akseli.....	105
4.4.4.	Käänteinen naparakenne.....	105
4.4.5.	Suoran, taotun olka-akselin edut.....	107
4.5.	Valmistusmenetelmät ja sarjasuuruus.....	108

5. JOHTOPÄÄTÖKSET	110
LÄHTEET	112
LIITE 1: Olka-akselin jännitykset jarrutustilanteessa suoralla tiellä	114
LIITE 2: Ulomman pyörän akselijännityksen riippuvuus lepokitkakertoimesta	115
LIITE 3: Sisemmän pyörän akselijännityksen riippuvuus lepokitkakertoimesta	116
LIITE 4: Akselijännityksen riippuvuus halkaisijasta kitkakertoimella 0,60.....	117
LIITE 5: Akselin tyvijännitys jarrutettaessa kaarreaajossa ($\mu=0,60$)	118
LIITE 6: Akselijännityksen riippuvuus halkaisijasta kitkakertoimella 0,75.....	119
LIITE 7: Akselin tyvijännitys jarrutettaessa kaarreaajossa ($\mu=0,75$)	120
LIITE 8: Akselijännityksen riippuvuus halkaisijasta kitkakertoimella 0,85.....	121
LIITE 9: Olka-akselin (75 mm) jännitys kallistumiskulman funktiona.....	122
LIITE 10: Olka-akselin (80 mm) jännitys kallistumiskulman funktiona.....	123
LIITE 11: Olka-akselin (85 mm) jännitys kallistumiskulman funktiona.....	124
LIITE 12: Napalaipan tyven jännitys ajettaessa suoralla tiellä.....	125
LIITE 13: Navan sylinterimäisen osan jännitys ajettaessa suoralla tiellä.....	126
LIITE 14: Navan sisäreunan jännitys ajettaessa suoralla tiellä.....	127
LIITE 15: Laipan jännitys kaarteessa kitkakertoimella 0,60	128
LIITE 16: Sylinterimäisen osan jännitys kaarteessa kitkakertoimella 0,60	129
LIITE 17: Navan sisäreunan jännitys kaarteessa kitkakertoimella 0,60.....	130
LIITE 18: Laipan jännitys kaarteessa kitkakertoimella 0,75	131
LIITE 19: Sylinterimäisen osan jännitys kaarteessa kitkakertoimella 0,75	132
LIITE 20: Navan sisäreunan jännitys kaarteessa kitkakertoimella 0,75	133
LIITE 21: Laipan jännitys kaarteessa kitkakertoimella 0,85	134
LIITE 22: Sylinterimäisen osan jännitys kaarteessa kitkakertoimella 0,85	135
LIITE 23: Navan sisäreunan jännitys kaarteessa kitkakertoimella 0,85	136
LIITE 24: Navan laippaosan jännitys kaatumisen loppuvaiheessa.....	137
LIITE 25: Sylinterimäisen osan jännitys kaatumisen loppuvaiheessa.....	138
LIITE 26: Navan sisäreunan jännitys kaatumisen loppuvaiheessa	139

MERKIT JA SYMBOLIT

α	kulma, loven muotoluku
β	kulma
δ	palkin taipuma
ε_1	laakerien kuormanjakautumiskerroin
ε_2	pyörän vierintäsäteen suhde laakerien teholliseen välimatkaan
ϕ	akselin halkaisija
η	loviherkkyysluku
κ	kappaleen pinnanlaatukerroin
μ	renkaan ja tien välinen kitkakerroin
ν	varmuus väsymisen suhteen
π	ympyrän kehän ja halkaisijan suhde
σ	normaalijännitys tai taivutusjännitys
σ_a	jännitysamplitudi
σ_D	väsymisluku
σ_h	pystyvoiman aiheuttama taivutusjännitys
σ_H	pystyvoiman mitoituskuormituksen aiheuttama taivutusjännitys
σ_k	jarrutusvoiman aiheuttama taivutusjännitys
σ_m	keskijännitys väsymistarkasteluissa
σ_N	väsymisen aikaluku, joka vastaa kuormitus syklien lukumäärää N (kestolukua)
σ_o	olkatapin taivutusjännitys
σ_s	sivuttaisvoiman aiheuttama taivutusjännitys
σ_t	taivutusjännitys
σ_{VVEH}	vakiovääritysmisenergiatarkastelun mukainen vetokokeen normaalijännitystä vastaava vertailujännitys
τ	leikkausjännitys
τ_H	pystyvoiman mitoituskuormituksen aiheuttama leikkausjännitys
τ_k	jarrutusvoiman aiheuttama leikkausjännitys
τ_{kv}	jarrutusmomentista aiheutuva leikkausjännitys
τ_o	olkatapin leikkausjännitys
ξ	palkin sivusiirtymä
a	keskeiskiihtyvyys
A	pinta-ala
b	jarrutushidastuvuus
c	etuakseliston raideväli

C	laakerin dynaaminen kantokyky
C₀	laakerin staattinen kantokyky
d	akselin halkaisija
E	kimmomoduli
e	laakerin aksiaalisen kantokyvyn ilmaiseva vakio
F	voima
F_{a1}	sisemmän pyöränlaakerin aksiaalikuorma
F_{a2}	ulomman pyöränlaakerin aksiaalikuorma
F_e	etuakselin jarruvoima
F_t	taka-akselin jarruvoima
F_H	pyörän pystyvoima mitoituskuormituksella
F_h	pyörään kohdistuva pystysuuntainen voima
F_{HH}	pystyvoiman mitoituskuormituksen olka-akselin haaraan aiheuttama voima
F_{hs}	sisemmän pyörän pystyvoima kaarreaajossa
F_{hu}	ulomman pyörän pystyvoima kaarreaajossa
F_{hun}	ulomman pyörän osuus nyökkäysvoimasta kaarreaajossa
F_j	auton kokonaisjarrutusvoima
F_k	etupyörän jarrutusvoima
F_m	olkatappiin kohdistuva leikkausvoima
F_n	yksittäisen pyörän nyökkäysvoima ajettaessa suoralla
F_r	raidevipua kääntävä voima
F_{r1}	sisemmän pyöränlaakerin säteiskuorma
F_{r2}	ulomman pyöränlaakerin säteiskuorma
F_s	pyörään auton sivulta päin kohdistuva renkaan ja tien välinen kitkavoima
F_{sh}	pystyvoiman ja sivuttaisvoiman yhdessä olka-akselin haaraan aiheuttama voima
F_{ss}	sivuttaisvoiman momentin olka-akselin haaraan aiheuttama voima
F_v	jarrutusmomentin olka-akselin haaraan aiheuttama voima
f	sivuttaisvoimakerroin laakerille suoralla ajossa
h_m	auton massakeskipisteen korkeus
I	poikkileikkauspinnan taivutusneliömomentti
K_a	akseliin vaikuttava ulkoinen aksiaalivoima
L	taivutuspalkin pituus; laakerin kestoikä / 10 ⁶ kierrosta
L_s	laakerin kestoikä kilometreinä
M	voiman aiheuttama momentti
m	väsymisen kokotekijä
M_A	palkin päätymomentti
M_B	palkin päätymomentti
M_h	pystyvoiman aiheuttama momentti

M_k	etupyörän jarrutusmomentti
M_{kv}	jarrutusvoiman aiheuttama vääntömomentti olka-akselissa
M_n	jarrutuksesta aiheutuva auton nyökkäysmomentti
M_s	pyörän sivuttaisen kitkavoiman aiheuttama momentti pyörän keskiössä
M_t	akselia taivuttava momentti
N	murtumaan johtava kuormanvaihtojen lukumäärä
P	vierintälaakerin ekvivalenttinen dynaaminen kuormitus
P_0	ekvivalenttinen staattinen laakerikuorma
P_m	laakerin keskikuormitus
p	voiman aiheuttama pintapaine olkapään liukulaakerissa
r	akselin säde
R_e	myötölujuus
R_m	murtolujuus
v	nopeus
W_t	poikkileikkauspinnan taivutusvastus
X	vierintälaakerin radiaalivoiman kerroin
Y	vierintälaakerin aksiaalivoiman kerroin

1. JOHDANTO

Kabus Oy on käyttänyt valmistamissaan linja-autoissa kaupallisia eri akselistotehtaiden valmistamia akselistoja. Tällä hetkellä käytössä on Dana-merkkinen akselisto sekä etu- että taka-akselina. Yrityksessä on pohdittu oman etuakseliston valmistusta vaihtoehtona ulkopuolelta ostetulle valmiille akselistolle. Tässä diplomityössä on tarkoitus suunnitella levypyörän ja tukivarsien väliset pääkomponentit. Tehtävän piiriin kuuluu koko suunnittelutyö aina kuormitusten määrittämisestä lähtien. Suunnitteluun sisältyy erilaisten rakennevaihtoehtojen ja niille sopivien valmistusmenetelmien vertailu pitäen silmällä taloudellisia näkökohtia. Lisäksi on tarkoitus huomioida käyttöön soveltuvien materiaalien saatavuus ja etsiä sopivat alihankkijat keskeisimmille komponenteille.

Mitoituksessa lähdetään liikkeelle staattisten kuormitusten pohjalta ja käytetään hyväksi kirjallisuudessa (Aho 1968, Saarialho 1978, Alku 1980) esitettyjä kuormitusker-toimia. Kuormituskertoimilla pyritään turvaamaan rakenneosien kestävyys dynaamisten kuormitusten alaisina. Mitoituksessa voidaan käyttää hyväksi myös jo olemassa olevia naparakenteita, koska kyseessä olevien komponenttien mitoitus on perinteisesti hyvin suurelta osin suoritettu käytössä saatujen kokemusten pohjalta.

Komponenttien suunnittelun yhteydessä on tarkoitus tutkia laskennallisesti osien ja niiden erilaisten rakennevaihtoehtojen jännityksiä eri dimensioilla mahdollisimman monenlaisissa kuormitustilanteissa; tarkasteluissa otetaan huomioon sekä staattiset että dynaamiset kuormitukset. Merkittävä osuus tässä työssä tulee olemaan valmistusmenetelmien valinnalla. Käytössä esiintyvät naparakenteet on nimittäin normaalisti suunniteltu suurten sarjojen valmistukseen, joten ne eivät välttämättä suoraan sovellu piensarja-valmistukseen, josta tässä yhteydessä on kysymys. Komponenttien suunnittelussa on tästä johtuen koko ajan pidettävä silmällä valmistusmenetelmiä ja niiden vaatimia työkalukustannuksia.

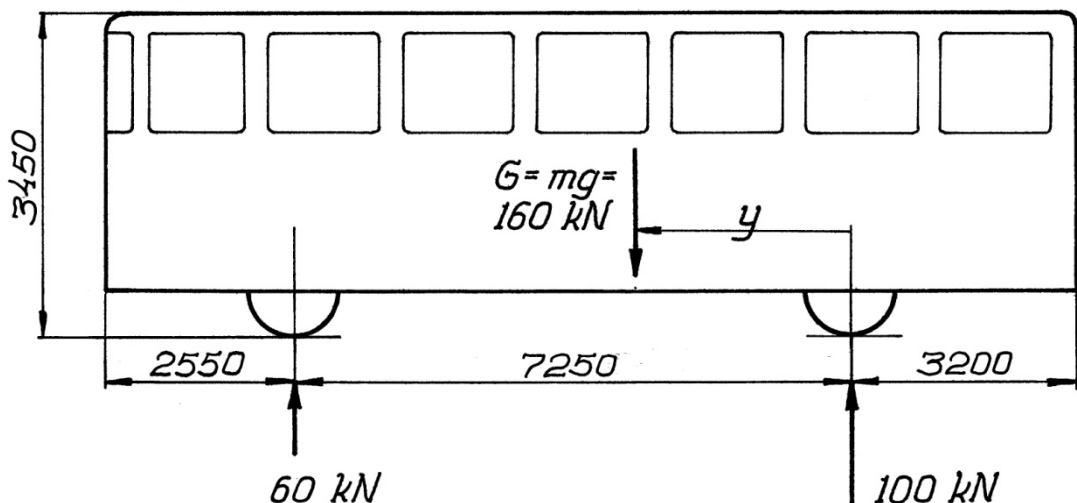
2. TEOREETTISET LÄHTÖKOHDAT

Tässä luvussa ja sen alakohdissa tutustutaan suunnittelun kohteena olevaan linja-autoon sekä niihin teoreettisiin ja lainsäädännöllisiin lähtökohtiin, jotka ovat olleet naparaken-teen suunnittelun pohjana. Teoreettisten suunnittelunäkökohtien yhteydessä esitellään kirjallisuudessa esitettyjä akselistojen suunnitteluun liittyviä näkemyksiä.

2.1. Ajoneuvon esittely

2.1.1. Akselipainot

Auton massajakautumaa suunniteltaessa ovat rajoittavina tekijöinä lainsäädäntö sekä renkaiden kantokyky. Käytettäessä 12 R 22,5” –vyörengasta pyöräkuorma rajoittuu 6000 kg:aan. Suurimmat akselipainot on määritelty Euroopan Unionin direktiivissä (96 / 53 / EY, 25.07.1996). Sen mukaan vetävän akselin suurin akselipaino on 11 500 kg ja ei-vetävän 10 000 kg. Tarkasteltavan ajoneuvon akselipainot on suunniteltu kuvan 1 mukaisiksi.



Kuva 1

Kabusiin takamoottorityypin akselipainot ja ulottuvuudet

2.1.2. Painopisteen sijainti

Auton massan jakautuessa pituussuunnassa akselipainojen mukaisesti sijoittuu massakeskiö kohtaan y (kuva 1, momenttiyhtälö taka-akselin ympäri):

$$y = (7250 \cdot 60 / 160) \text{ mm} = 2719 \text{ mm}$$

Jotta päästäisiin käsiksi akseliston kuormituksiin, on lisäksi tunnettava painopisteen korkeus. Tämä saadaan selville, paitsi suoran mittauksen kautta, myös tutkimalla auton eri osamassoja, jotka ovat:

Alusta:

- massa 5700 kg
- painopisteen korkeus 800 mm (maksimi)

Matkatavarat:

- massa 750 kg (matkatavaratilan koko 10 m^3 , arvioitu tiheys 75 kg/m^3)
- painopisteen korkeus 800 mm

Kori:

- massa 5725 kg
- painopisteen korkeus noin 2000 mm

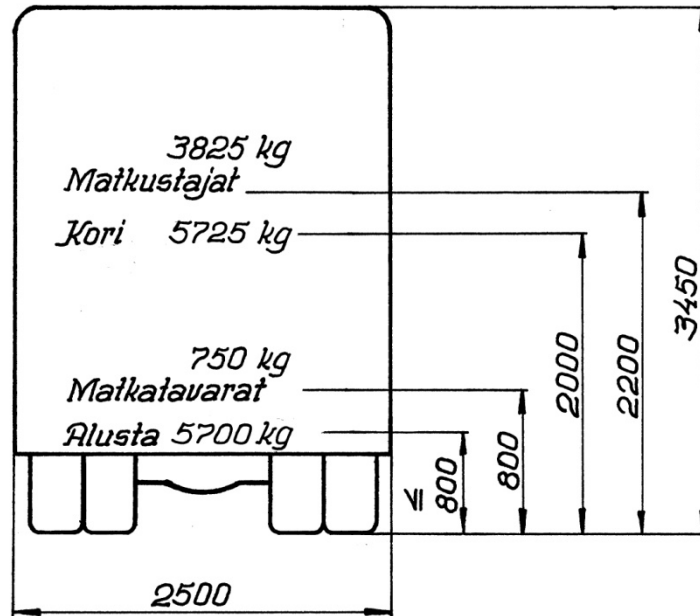
Matkustajat:

- yhden henkilön massaksi on arvioitu 75 kg ja istumapaikkoja on 51 kpl, jolloin kokonaismassaksi muodostuu 3825 kg
- lattiatason korkeus on 1550 mm ja matkustajan painopisteen etäisyys lattiatasosta 650 mm, joten painopisteen kokonaiskorkeus on 2200 mm

Osamassojen perusteella auton painopisteen korkeudeksi saadaan (momentti maanpinnan suhteen, yksiköt kN ja mm):

$$h = (57 \cdot 800 + 7,5 \cdot 800 + 57,25 \cdot 2000 + 38,25 \cdot 2200) / 160 = 1564 \text{ mm}$$

Seuraavalla sivulla kuvassa 2 on esitetty ajoneuvon osamassat ja niiden korkeudet maanpinnasta.



Kuva 2

Kabusiin osamassat sekä niiden etäisyydet maanpinnasta

Koska edellisessä, painopisteen korkeutta koskevassa laskelmassa osamassajakautuma perustui likimääräisarviointeihin, samoin kuin niiden painopiste-etäisyydetkin (erityisesti matkatavaroiden, mutta myös matkustajien osalta), on tulosta pidettävä lähinnä karkeahkona suuruusluokka-arviona. Painopisteen korkeus voidaan määrittää myös lähtemällä liikkeelle muiden autotyyppien tunnetuista, mittauksiin perustuvista korkeusarvoista.

Kabusia on valmistettu kolmea eri tyyppiä:

- MAN-keskimoottoriauto, jonka painopisteen korkeus kuormattuna on 1200 mm.
- Detroit-keskimoottoriauto, jonka painopisteen korkeus kuormattuna on 1300 mm ja tyhjänä 1100 mm
- Scania-takamoottoriauto, johon painopisteen korkeutta koskevia mittauksia ei ole suoritettu

Tässä työssä tarkastelun kohteena on Scania-takamoottorityyppi, jonka painopisteen korkeus voidaan määrittää lähtemällä liikkeelle esim. MAN-keskimoottoriautosta tutkimalla, miten painopisteen paikka muuttuu, kun MAN-keskimoottori poistetaan ja autoon asennetaan Scania-takamoottori.

Moottori ja vaihteisto MAN-keskimoottoriautossa:

- massa 1250 kg
- painopisteen korkeus 545 mm, 167 mm vasemmalle keskilinjasta, 4425 mm eteenpäin taka-akselista

Moottori ja vaihteisto Scania-takamoottoriautossa:

- massa 1300 kg
- painopisteen korkeus 900 mm, 40 mm oikealle keskilinjasta, 2400 mm taaksepäin taka-akselista

Kun edellä mainittu tarkastelu suoritetaan, havaitaan, että muutos siirtäisi auton painopistettä 546 mm taaksepäin ja 16 mm oikealle sekä lisäisi sen korkeutta 27 mm:llä. Viimeksi mainittu laskelma on otettu lähtökohdaksi tässä työssä, koska se pohjautuu mittaustuloksiin ja on siten luotettavampi kuin alussa suoritettu pelkästään matemaattinen tarkastelu. Koska uudempi Kabusin kori on hieman aikaisempaa korkeampi, on lopulliseksi painopisteen korkeudeksi tässä työssä arvioitu 1250 mm.

Kabusin painopiste (massalle 16 000 kg):

- 2719 mm taka-akselista eteenpäin (kun akseliväli on 7250 mm); (vastaa kuvan 1 painojakautumaa)
- 1250 mm maanpinnasta

Raideväli:

- edessä 2080 mm (renkaan keskeltä keskelle)
- takana 2150 mm (ulommaisten renkaitten väli, keskeltä keskelle)

2.1.3. Pyörävoimat

Etuakselin kantavuudeksi on asetettu 7000 kg. (Ylimitoitus suoritetaan pitäen silmällä sitä, että akselia voidaan käyttää myös raskaamman etuakselipainon omaavissa autotyypeissä).

Etunapaan kohdistuvat seuraavat kuormitukset:

- akselipainoa vastaava pystyvoima
- jarrutuksesta aiheutuva pyörän tangentiaalivoima ja auton hidastuvuudesta johtuva pystysuuntainen nyökkäysvoima
- kaarreaajossa keskipakoisvoimasta ja kitkasta johtuva poikittaissuuntainen pyörän kehävoima

Naparakenteen suunnittelun yhteydessä on syytä tarkastella erikseen seuraavia kuormitusyhdistelmiä:

- suoralla tiellä ajettaessa jarrutusvoimat ja pystyvoima, johon sisältyy nyökkäysvoima
- kaarreaajossa pystyvoima ja sivuttaisvoima; jarrutustilanteessa lisäksi jarrutusvoima ja nyökkäysvoima

Kirjallisuudessa on esitetty mm. seuraavan taulukon mukaisia renkaan ja tien välisiä kitkakertoimia:

Taulukko 1

Auton renkaan ja tien välisiä kitkakertoimia (Niemi & Nieminen, 1990)

Tien pinnan materiaali	Kuiva tie	Märkä tie
asfaltti	0,8	0,5
öljysora	0,6	0,3
soratie	0,4	0,2 (savettu pinta)
jää	0,2	0,02 (sileä pinta)

Sivuttaisvoima ja pystyvoima:

Sivuttaisvoima saavuttaa suurimman arvonsa kaatumistilanteessa, jolloin vallitsee kuvan 17 mukainen voimatasapaino. Sivuttaisvoiman arvo saadaan kaavasta (kuva 3)

$$F_s = ((c / 2) / (h_m)) \cdot F_h$$

c = raideväli

h_m = painopisteen korkeus = 1250 mm

F_h = pystyvoima = 70 kN

Raidevälinä ei voida käyttää suoraan etuakselin raideväliä, koska painopiste on lähempänä taka-akselia, vaan painopisteen etäisyyttä kaatumislinjasta, joka on

$$c = ((5470 / 7250) \cdot (2150 - 2080) + 2080) \text{ mm} = 2133 \text{ mm}$$

Kaatumistilanteessa sivuttaisvoimalle saadaan arvo

$$F_s = ((2133 \cdot 70) / (2 \cdot 1250)) \text{ kN} = 59,7 \text{ kN}$$

Kitka rajoittaa sivuttaisvoimaa, mikäli renkaan ja tien väliselle kitkakertoimelle pätee epäyhtälö

$$\mu < (c / 2) / h_m = 0,853$$

Normaalissa maantieajossa kitkakerroin on yleensä tätä raja-arvoa alempi (taulukko 1), joten auto ei yleensä pääse kaatumaan rajussakaan kaarreaajossa, ellei pyörä tällaisessa tilanteessa osu johonkin sivuluisun estävään kohteeseen, kuten kadun reunakivetykseen. Kaarreaajossa kitkan rajoittaessa sivuttaisvoimaa pyörän pystyvoima (ulkokaarten puoleinen pyörä) rajoittuu arvoon (kun kitkakerroin on 0,60):

$$F_h = (1/2) \cdot mg \cdot (1 + (2 \cdot h_m \cdot \mu) / c) = 59,6 \text{ kN} \quad (\text{luku 3.1.})$$

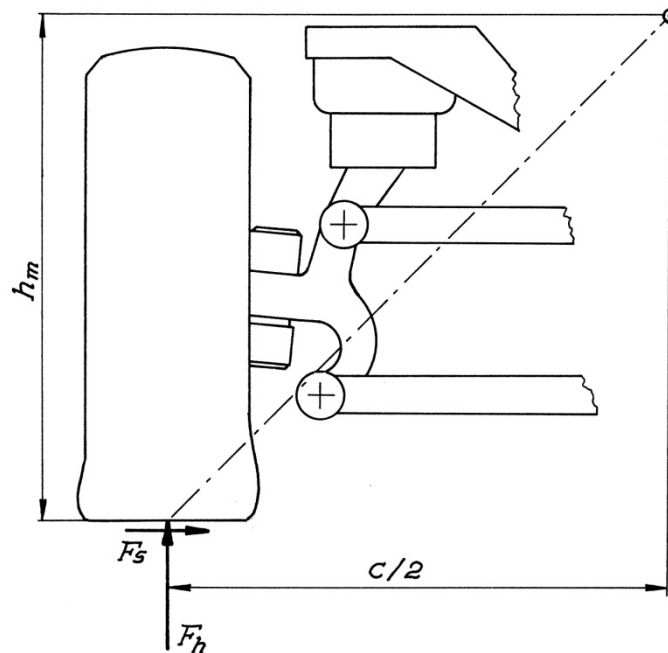
vastaavan sivuttaisvoiman ollessa

$$F_s = \mu \cdot F_h = 35,8 \text{ kN}$$

Käytettäessä 12 R 22,5” –vyörengasta, jonka dynaaminen vierintäsäde maksimikuormalla on 562 mm, aiheuttaa tämä sivuttaisvoima pyörän akselille taivutusmomentin

$$M_s = F_s \cdot 0,562 \text{ m} = 20,1 \text{ kNm}$$

Alla oleva kuva 3 esittää pyörään kohdistuvaa pysty- ja sivuttaisvoimaa sekä niiden momenttivarsia painopisteen suhteen.



Kuva 3

Pyörään kohdistuvat pysty- ja sivuttaisvoima sekä niiden momenttivarret painopisteen suhteen

Pyörävoimien laskentakaavojen johtaminen selostetaan yksityiskohtaisemmin luvussa 3.1. Yleinen voimatarkastelu kaarreaajossa.

Jarrutusvoimat

Auton jarruilta vaadittava teho on määritelty lakiteitse. EU:n lainsäädäntö (98/12/EY, 27.01.1998) määrää linja-autolle keskimääräiseksi hidastuvuudeksi (moottori sammutet-

tuna) $b = 5 \text{ m} / \text{s}^2$. Tämä edellyttää renkaan ja tien väliselle kitkakertoimelle vähimmäisarvoa $\mu = b / g = 0,51$. Jotta saavutettaisiin pieni varmuusvara jarrutustehon säilymiselle, käytetään tämän työn puitteissa jarrutustehon määritteenä edellä esitettyä kitkakerrointa 0,60. Tällöin on teoriassa mahdollista saavuttaa hidastuvuus $5,9 \text{ m} / \text{s}^2$. Auton kokonaisjarrutusvoima on

$$F_j = \mu \cdot m \cdot g = m \cdot b = 16 \cdot 10^3 \cdot 5,886 \text{ N} = 94,176 \text{ kN}.$$

Tästä aiheutuva nyökkäysmomentti on suuruudeltaan

$$M_n = F_j \cdot h_m = 117,72 \text{ kNm},$$

joka aiheuttaa etu- ja taka-akselille nyökkäysvoiman

$$F_{n \text{ akselisto}} = M_n / 7,250 \text{ m} = 16,237 \text{ kN}$$

ja yksityiselle pyörälle nyökkäysvoiman (ajo suoralla tiellä)

$$F_n = M_n / 7,250 \text{ m} / 2 = 8,119 \text{ kN}.$$

Jarrutusvoima jakautuu pyörien kesken niiden pystyvoimien suhteessa, joka etu- ja taka-akselin välillä on

$$(60 \text{ kN} + 2 \cdot F_n) / (100 \text{ kN} - 2 \cdot F_n) = 76,237 \text{ kN} / 83,763 \text{ kN}.$$

Etuakselin jarruvoimaksi saadaan näin ollen

$$F_e = 0,476 \cdot F_j = 44,87 \text{ kN}.$$

Taka-akselin jarruvoimaksi muodostuu

$$F_t = 0,524 \cdot F_j = 49,30 \text{ kN}.$$

Etupyörän osalle tulevat jarrutusvoimat ovat:

$$\text{Jarrutusvoima} \quad F_k = F_e / 2 = 22,44 \text{ kN}$$

$$\text{Jarrutusmomentti} \quad M_k = 12,61 \text{ kNm}$$

$$\text{Nyökkäysvoima} \quad F_n = 8,119 \text{ kN}$$

On huomattava, että näiden jarrutusvoimalaskelmien pohjana on käytetty todellista, kuvan 1 mukaista akselipainojakautumaa eikä edellä määriteltyä etuakselin suunniteltua kantavuutta 7000 kg.

2.1.4. Kuormituskertoimet

Dynaamiset kuormitushuiput huomioidaan kuormituskertoimilla, jotka vaihtelevat kuormitussuunnan mukaan seuraavasti:

Pystyvoima

Ajoneuvoista on julkaistu tutkimustuloksia, joiden mukaan kuormituskertoimet vaihtelevat välillä 1,2 – 2,4 riippuen ajoneuvon käyttöolosuhteista. Alku (1980) on tutkinut kuorma-auton takasillan kuormitusolosuhteita ja Aho (1968) traktorin voimansiirtojärjestelmän kuormittumista. Myös Saarialho (1978) antaa ohjeita kuormituskertoimista.

Alku viittaa edellä mainittuun Saarialhon aineistoon ja kirjoittaa: ”Saarialhon mukaan dynamiikan vaikutus otetaan huomioon sekä dynaamisen kuormituskertoimen että sysäyskertoimen avulla. Kuormituskertoimen arvo on 0,9 – 1,4. Sysäyskertoimenä on 2. Molemmat ovat radiaalikuormituksen kertoimina, joten lujuus lasketaan 1,8 – 2,8 – kertaisella nimelliskuorman arvolla”. (Alku 1980, s. 5)

Alku on perehtynyt myös Sharmanin tutkimuksiin puoliperävaunun rungon väsymisestä erilaisissa käyttöolosuhteissa. Myös Sharman ottaa väsymisen huomioon kuormituskertoimien avulla, jotka riippuvat tietyypeistä. Pienimmät kertoimet 1,2 – 1,25 vastaavat ajoa kestopäällystetiellä, keskinkertaiset arvot 1,4 – 1,9 ajoa erilaisilla huoltoteillä, joilla on töyssyjä, ja suurimmat kertoimet 2,2 – 2,4 vaaditaan ajettaessa tasoristeyksessä ja kivetyllä tiellä. (Sharman 1975, Alun 1980 mukaan) Tässä työssä on päädytty käyttämään pystyvoimalle mitoitusarvoa

$$F_H = 2,0 F_h = 119,2 \text{ kN} \sim 120 \text{ kN},$$

kun F_h :n arvona käytetään kaarreajon pystyvoimaa ajettaessa lepokitkakertoimella 0,60. Kun F_H :ta verrataan yksittäisen etupyörän pystyvoimaan tasaisella alustalla, niin todelliseksi kuormituskertoimeksi muodostuu $120 / 35 = 3,4$. Arvo on suurehko, mutta sen suuruutta voidaan perustella ajoneuvon korkealla sijaitsevalla painopisteellä, joka siirtää kaarreajossa massan paljon herkemmin ulomman pyörän kannettavaksi kuin matalan mallisissa ajoneuvoissa. Lisäksi linja-autossa on oltava varmuutta turvallisuuden suhteen paljon enemmän kuin esim. henkilöautossa tai kuorma-autossa.

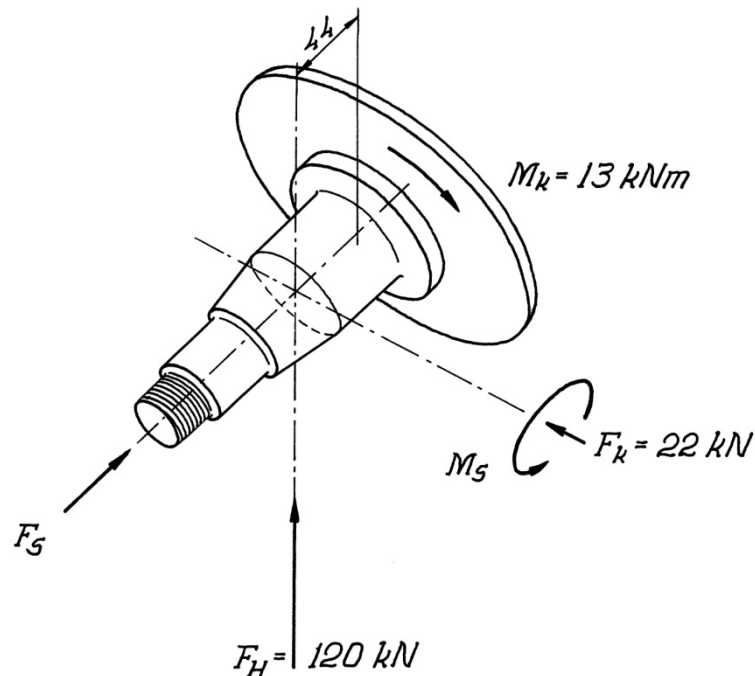
Suoralla tiellä ajettaessa ei nyökkäysvoimaa tarvitse laskelmissa erikseen huomioida, vaan arvoltaan pienenä sen lasketaan sisältyvän edellä esitettyyn F_H :n arvoon. Tässä yhteydessä tarkastellaan kuormituksia staattisina. Pystyvoiman kertoimeen palataan uudestaan olka-akselin väsymistarkastelun yhteydessä luvussa 3.8.

Sivuttaisvoima

Sivuttaisvoimalle ei ole järkevää asettaa ennakolta mitään yleistä kuormituskerrointa, kuten kaarreuormitustarkasteluista luvussa 3.1. käy ilmi, vaan jokaista yksittäistä kuormitustapausta on tarkasteltava erikseen ja pyrittävä siihen, että niiden yhteydessä saavutetaan riittävä varmuus naparakenteen osien lujuuden suhteen.

Jarrutusvoimat

Koska kitka rajoittaa jarrutusvoimia, ei näiden yhteydessä ole syytä käyttää kuormituskertoimia. Kuva 4 esittää edellä käsiteltyjä naparakenteeseen kohdistuvia mitoituskuormituksia normaalityypiseen olka-akseliin projisoituina.



Kuva 4

Olka-akseliin kohdistuvat mitoituskuormitukset

2.2. Naparakenteen lujuustarkastelut

Komponenttien mitoitus staattisten kuormien suhteen suoritetaan sopivan suuruista varmuuskerrointa käyttäen. Koska naparakenteen lujuustarkasteluissa on kysymys henkilöturvallisuuden kannalta erittäin kriittisistä komponenteista, on syytä käyttää riittävän suurta varmuuskerrointa. Wuolijoen (1972, s. 34) mukaan koneenelimen varmuuden myöntämisen suhteen pitäisi olla staattisessa kuormituksessa välillä 1,3 – 1,8 ja varmuuden väsymisen suhteen pitäisi olla välillä 1,33 – 3 dynaamisessa kuormituksessa. Tässä

tapauksessa kuormitus on väsyttävää, joten varmuuden tulisi olla väsymisen suhteen vähintään 2.

Vaikka tässä työssä on pyritty kuormituskertoimilla ottamaan huomioon dynaamisten kuormitusten vaikutus, on siitä huolimatta syytä tarkastella vielä erikseen näitä rakennetta väsyttäviä kuormituksia. Auton pyörään kohdistuu kahdenlaista väsyttävää kuormitusta, tien epätasaisuudesta johtuvia äkillisiä pystysuuntaisia kuormitussysäyksiä ja kaarreaajossa esiintyviä vaihtelevia pysty- ja sivuttaissuuntaisia kuormituksia. Saarialho esittää henkilöauton pyöräkuormia tarkastellessaan, että auton eliniän aikana (300 000 km) pyörään kohdistuu kaarreuormitus 100 000 kertaa eli keskimäärin kolmen kilometrin välein. Tien epätasaisuudet hän huomioi arvioimalla, että sellaiseen asfalttitiiehen syöpyneeseen kuoppaan, jonka syvyys on 80 – 100 mm ja josta aiheutuu pyörän pystyvoiman kolminkertaistuminen, ajetaan auton eliniän aikana 10 000 kertaa eli keskimäärin 30 kilometrin välein. (Saarialho 1978, s.211 – 216)

Linja-auton elinikä on noin 15 vuotta, jona aikana ajetaan kaksi miljoonaa kilometriä. Kun edellä esitettyjä Saarialhon arvioita kuormitustiheydestä sovelletaan linja-autoon, niin kaarreuormituskertoja kertyy auton käyttöiän aikana 670 000 kappaletta ja pystykuormitussysäyksiä 67 000 kappaletta.

Kuten aikaisemmin todettiin luvussa 2.1.4, Saarialho suosittaa dynamiikan huomioimista staattisissa laskelmissa kertoimella 1,8 – 2,8. Alun lainaamat Sharmanin kertoimet erilaisille tietyypeille vaihtelivat välillä 1,2 – 2,4 tutkittaessa puoliperävaunun rungon väsymistä (Sharman 1975, Alun 1980 mukaan).

Alku on tutkinut tiellä olevan matalan portaan vaikutusta kuorma-auton takasillan kuormitukseen. Hän sanoo: ”Ajoneuvon nopeuden noustessa noin 7 km/h:iin on esteen aiheuttama impulssi niin nopea, ettei nopeuden kasvulla enää juuri ole merkitystä. Suurin voima määräytyy tällöin esteen korkeudesta, ja se lähestyy kaksinkertaista staattista arvoa.

Huomattavaa on, että suhteellisen suuria voimia saavutetaan jo pienillä estekorkeuksilla. 10 tonnin kuormalla esimerkiksi 13 tonnia vastaava voima voidaan saavuttaa pienimmällä vaihteella vain 5 cm korkeasta esteestä. Samalla nopeudella 11 cm korkeasta esteestä aiheutuu jo 16 tonnia vastaava voima”.(Alku 1980, s. 13)

Kun tunnetaan materiaalin väsymislujuus, niin sallittu väsytysjännitys saadaan kaavasta (Raaka-ainekäsikirja 1, 1993, sivu 128)

$$\sigma_{Dsall} = (K m c / (\beta v)) f(x) \sigma_D$$

σ_D = kuormitustyyppistä johtuva väsymislujuus

β = loven vaikutusluku

K = kappaleen pinnanlaatukerroin

m = kokotekijä

c = korroosiotekijä

$f(x)$ = erilaisista muista tekijöistä, kuten käyttölämpötilasta, pintakäsittelystä, materiaalin mikro- ja makrorakenteesta johtuva tekijä

v = varmuusluku

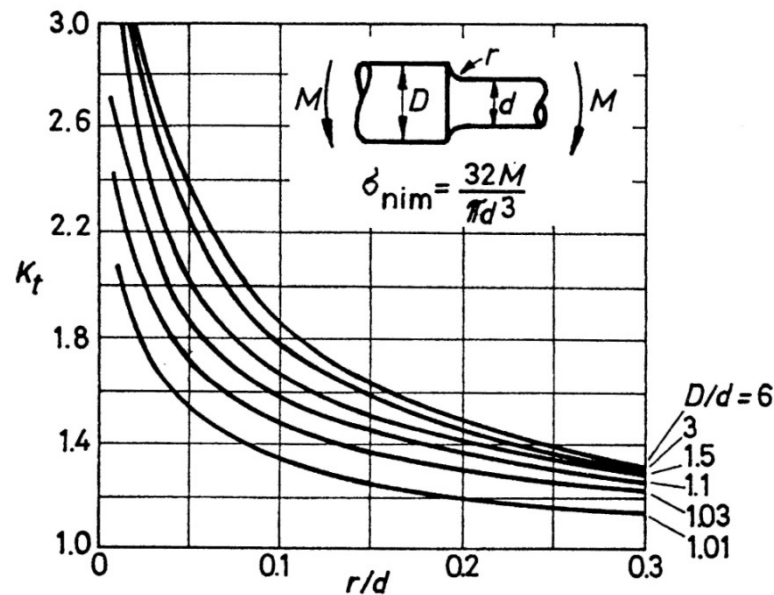
Loven vaikutusluku β saadaan kaavasta

$$\beta = 1 + \eta (\alpha - 1)$$

α = loven muotoluku

η = loviherkkyysluku

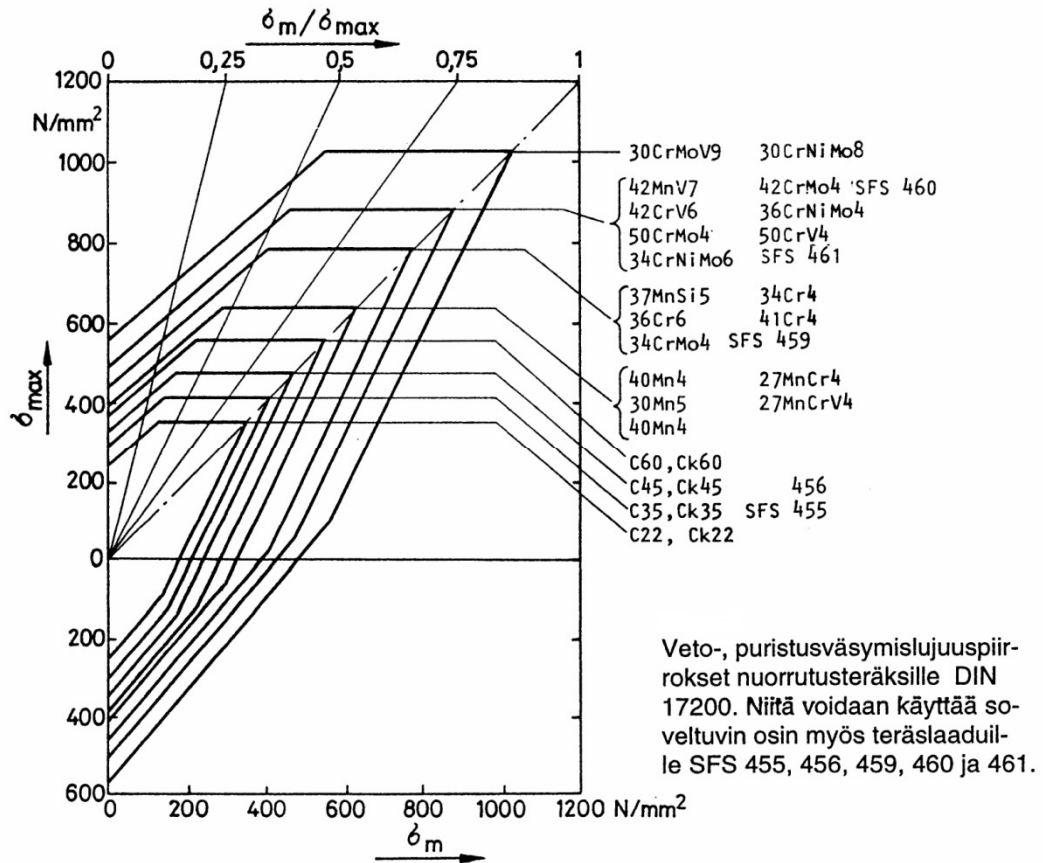
Loven muotoluku määräytyy kappaleen geometrisen muodon perusteella (Tekniikan Käsikirja 1, 1975, sivu 173; Outien & Salmi 2004, sivu 439; Vuolijoki 1972, sivu 273). Loviherkkyyslukuun vaikuttavat sekä teräksen lujuus että loven pyöristyssäde. Sen arvo kasvaa lujuuden kasvaessa. Eräs esimerkki loven muotoluvun määrittämisestä on annettu kuvassa 5.



Kuva 5

Taivutusakselin lovenmuotoluku olakkeen pyöristyksen ja akselin halkaisijoiden funktiona. (Outinen & Salmi 2004, Liite 2, sivu 439)

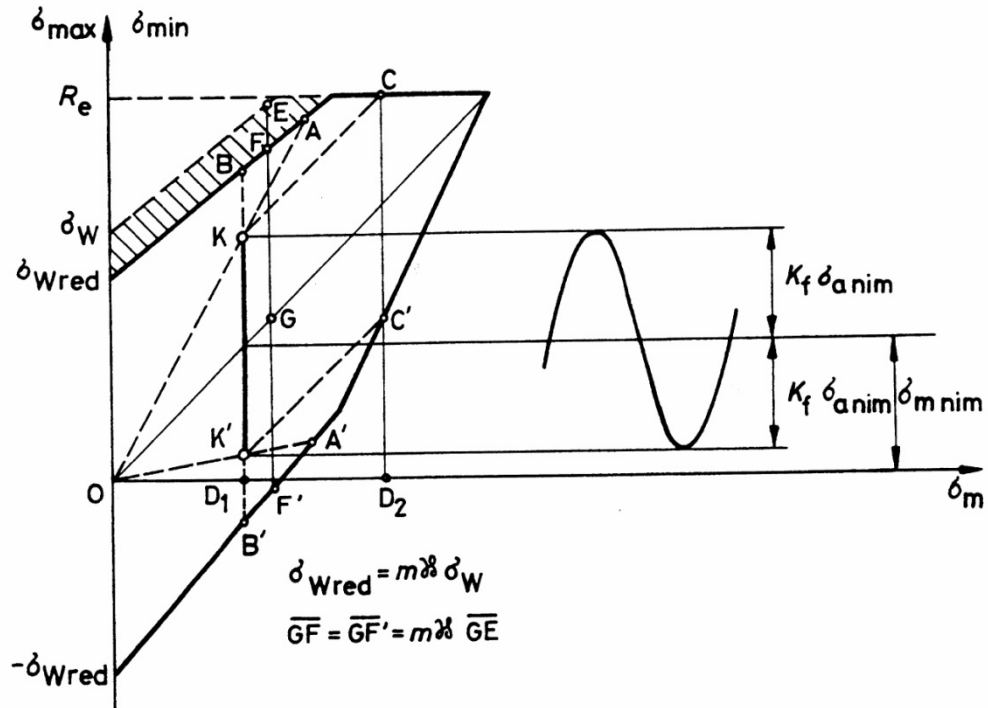
Kuvassa 6 on esitetty yleisimpien terästen väsymislujuuspiirroksia. Vaaka-akseli kuvaa komponentissa vallitsevaa keskijännitystä ja pystyakseli minimi- ja maksimijännityksiä.



Kuva 6

Yleisimpien terästen väsymislujuuspiirrokset (Outinen & Salmi 2004, Liite 2, sivu 438)

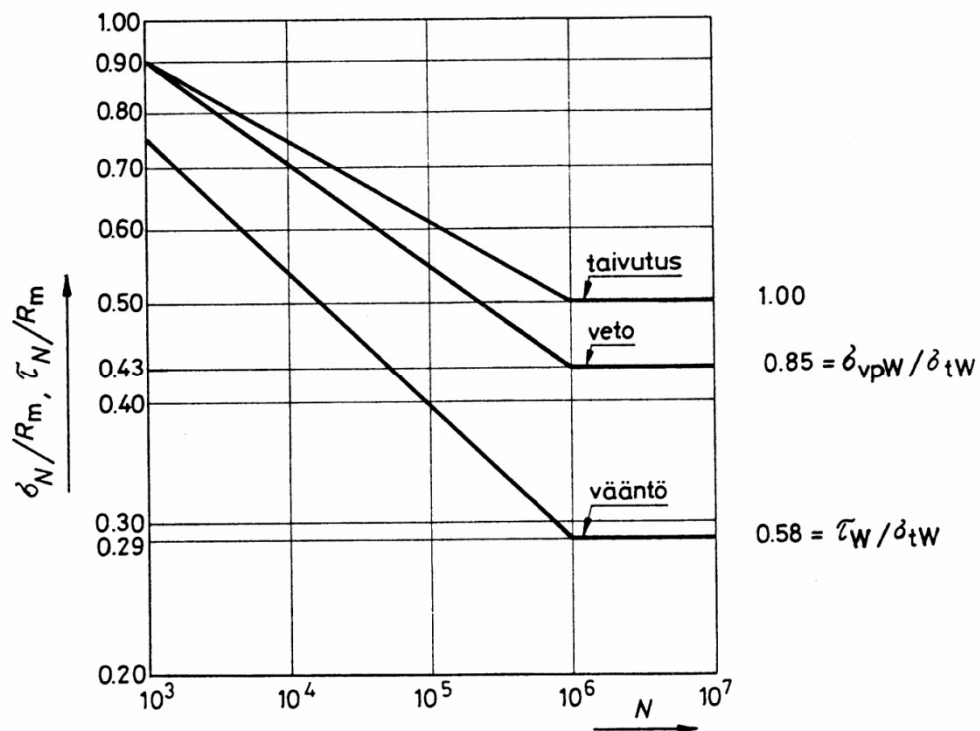
Pystysuuntainen sysäyskuormitus on luonteeltaan sellainen, että naparakenteen komponenttien jännitys vaihtelee nollajännityksen (pyörä voi irrota maasta töyssyissä) ja maksimaalisen sysäysjännityksen välillä. Keskijännitys on periaatteessa auton massasta johutuva jännitys, mutta kuormitussysäysten yhteydessä voidaan ajatella myös keskijännityksen vaihtelevan sysäysten suuruuden mukaan, koska alin mahdollinen jännitys on aina nolla suoralla ajettaessa. Kuvassa 7 on esitetty varmuuden määrittäminen väsymisen suhteen erilaisissa kuormitustapauksissa. Tässä työssä varmuus väsymisen suhteen lasketaan siten, että ajatellaan keskijännityksen kasvavan jännityshuippujen mukaisesti. Tätä laskentatapaa kuvaa suora OKA kuvassa 7.



Kuva 7

Väsymisen varmuusluvun määrittystavat (Outinen & Salmi 2004, sivu 386)

Väsymistarkasteluiden yhteydessä väsymislujuudella tarkoitetaan suurinta jännitysarvoa, jonka komponentti kestää särkymättä ainakin miljoona kuormituskertaa. Mikäli jännitystä suurennetaan väsymislujuuden yli, komponentti kestää vähemmän kuin miljoona kuormituskertaa ja tällöin puhutaan aikalujuudesta σ_N (kestoraja) ja vastaavasta kestopuvusta N , joka kertoo murtumaan johtavan kuormanvaihtojen lukumäärän. Näiden kahden muuttujan välistä logaritmiasteikolla varustettua kuvaajaa kutsutaan Wöhler-käyräksi. Mikäli teräksen Wöhler-käyrää ei tunneta, sellainen voidaan laatia likimääräisesti, kun tunnetaan teräksen vetomurtolujuus ja kuormitustyyppi. Kuva 8 esittää periaatetta, miten piirros voidaan laatia. Tällöin oletetaan, että taivutusvaihtolujuus on noin puolet vetomurtolujuudesta R_m . Kestolukua $N = 10^3$ vastaavana kestorajana käytetään arvoa, joka on 90 % vetomurtolujuudesta.



Kuva 8

Vetomurtolujuuteen perustuva karkea arvio teräksen Wöhler-käyrästä (Outinen & Salmi 2004, sivu 374)

2.3. Vierintälaakerien laskenta

Raskaan ajoneuvokaluston pyöräkuormitukset ovat niin suuria, että kuulalaakerien käyttö on mahdotonta. Olka-akselin ja navan välinen laakerointi on vakiintunut hoidettavaksi kartiomaisilla rullalaakereilla, joiden kantavuus on huomattavasti suurempi (Taper roller bearings 2006; Wheel bearing kits 2006). Kantokyvyn parantuessa kestoikä muodostuu samalla pidemmäksi. Myös olkanivelen laakerointi on aksiaalikuorman osalta käytännössä toteutettava vierintälaakerin avulla, sillä liukulaakeria käytettäessä kitka muodostuisi liian suureksi ja ohjaus raskaaksi; lisäksi olkanivelen aksiaalinen kuluminen muodostuisi liian nopeaksi liukulaakerin avulla toteutettuna. Olkapään radiaalilaakereina sitä vastoin käytetään usein liukulaakereita, joskin myös kartiorullalaakereilla toteutetut laakeroinnit ovat yleisiä. Tällöin kartiorullalaakeri on tavallisesti vain toisessa päässä olkaniveltä kantaen asianomaisen pään radiaalikuorman lisäksi olkanivelen koko aksiaalikuorman. Käytettäessä kartiorullalaakeria molemmissa päissä esiintyy helposti asennusongelmia.

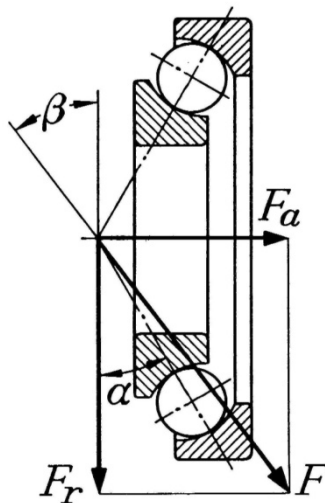
Aksiaalisen rullalaakerin pyöriminen olkanivelessä on hyvin vähäistä, joten laakeri valitaan staattisen kantokyvyn mukaan. Ekvivalenttinen staattinen laakerikuorma saadaan kaavasta (Lagerinbyggnader i motorfordon, 1966)

$$P_0 = F_a \quad F_a \text{ on laakerin aksiaalikuorma}$$

Laakeriluetteloista saadaan erikokoisille laakereille annetut staattista kantokykyä kuvaavat C_0 -arvot (Cylindrical... 2006), joihin ekvivalenttista staattista laakerikuormaa verrataan. Tärkeä laakeriluettelosta saatava arvo on myös P_u -arvo, joka kuvaa väsymiskuorman raja-arvoa. Aksiaalisen rullalaakerin asennuksessa akselille suositeltava toleranssiasema on h8 ja pesälle H9.

Navan ja olka-akselin väliset kartiorullalaakerit mitoitetaan seuraavassa esitettävän laakeriteorian mukaisesti (Lagerinbyggnader i motorfordon, 1966).

Pyörän laakeroinnissa suurempi, kaarteessa ulomman pyörän aksiaalista sivuttaisvoimaa kantava laakeri sijoitetaan normaalisti olka-akselin tyveen. Laakerit asennetaan vastakkain ns. O-rakenteeksi siten, että syntyy välyksetön kokoonpano ja kokonaisuus kantaa sen sisällä syntyviä aksiaalivoimakomponentteja (kuvat 10 ja 13). Laakereiden vaikutuspisteiden välinen etäisyys olka-akselilla pitäisi olla 12-15 % pyörän halkaisijasta; Kabusin tapauksessa tämä etäisyys olisi 135-169 mm. Etäisyys riippuu paitsi laakereiden fyysisestä etäisyydestä, myös laakereiden kosketuskulmasta α (Kuva 9).



Kuva 9

Vierintälaakerin kosketuspintojen muodostama kulma α ja kuormitusresultantin suuntakulma β . Aksiaali- ja radiaalivoimat optimaalisessa suhteessa toisiinsa nähden, kun kulma β on kulman α suuruinen. (Lagerinbyggnader i motorfordon, 1966, sivu 9)

Laakerien kestoiän laskennassa ei kuulu lähtökohtaisesti käyttää mitään kuormitusker-toimia, vaan liikkeelle lähdetään aidoista pyörän staattisista kuormituksista.

2.3.1. Laakerilaskelmat suoralla tiellä ajettaessa

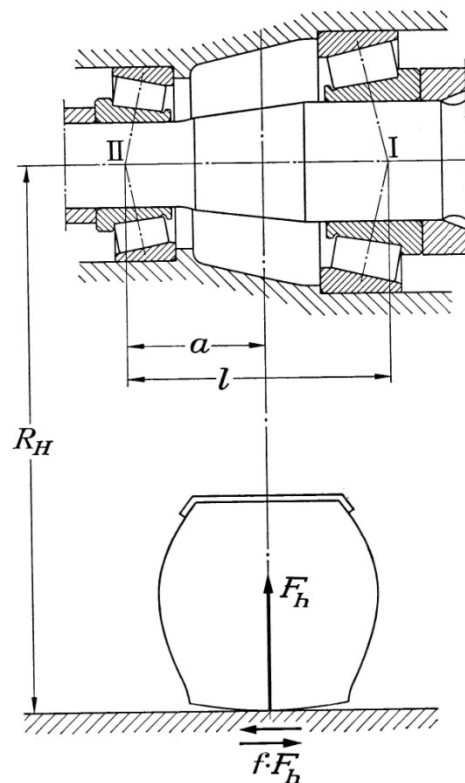
Laakerilaskelmissa pyörään vaikuttavaa pystyvoimaa F_h ei huomioida kokonaan, vaan siitä vähennetään pyöräkokonaisuuden paino. Kovassa ajossa suositellaan kuormitusar-von lisäämistä 20 %:lla. Laakerien radiaaliset kuormitukset lasketaan kaavoilla

$$F_{r1} = \varepsilon_1 \cdot F_h + \varepsilon_2 \cdot f \cdot F_h$$

$$F_{r2} = (1 - \varepsilon_1) \cdot F_h + \varepsilon_2 \cdot f \cdot F_h$$

Edellisissä yhtälöissä olevat kertoimet: $\varepsilon_1 = a / l$ ja $\varepsilon_2 = R_H / l$

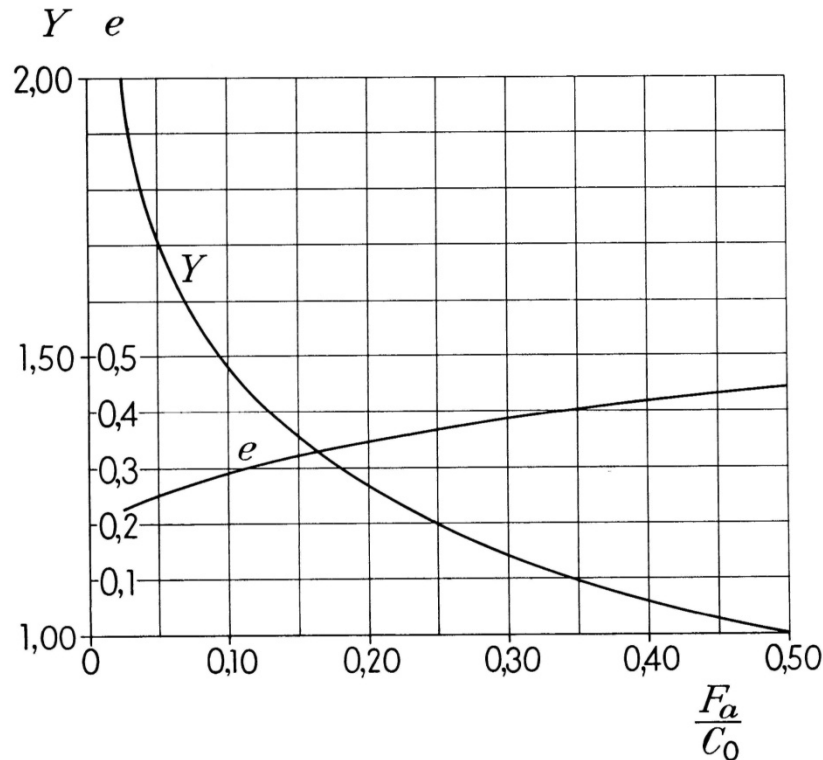
Kaavoissa esiintyvien mittojen a , l ja R_H merkitys ilmenee kuvasta 10.



Kuva 10

*Pyöränlaakerien kuormittumiseen vaikuttavat ulottuvuudet a , l ja R_H
(Lagerinbyggnader i motorfordon, 1966, sivu 73)*

Edellä olevissa yhtälöissä F_h kuvaa pyörän pystykuormitusta. Tien epätasaisuudesta oletetaan aiheutuvaksi sivuttaisvoima $f \cdot F_h$, joka aiheuttaa laakereille aksiaalisen lisävoiman. Kertoimelle f ehdotetaan käytettäväksi arvoa 0,05.



Kuva 11

Laakerikertoimien e ja Y arvot riippuvat laakerille sallitun aksiaalivoiman ja laakerin staattisen kantokyvyn suhteesta. (Lagerinbyggnader i motorfordon, 1966, sivu 9)

Laakerinvalmistajien päluettelot antavat kullekin laakerille aksiaalikertoimen Y sekä kertoimen e (Kuva 11). Viimeksi mainittu on laakerille sallitun aksiaalivoiman ja staattisen kantokyvyn C_0 suhteesta riippuva raja-arvo, johon laakerin aksiaalivoiman ja radiaalivoiman suhdetta verrataan. Sisemmän laakerin Y -arvon pitää mielellään olla suurempi kuin ulomman. Lasketun radiaalivoiman ja vastaavan Y -arvon avulla muodostetaan suhteet:

$$F_{r1} / Y_1 \quad \text{ja} \quad F_{r2} / Y_2$$

Suhdelukujen suuruutta verrataan keskenään kuvan 12 mukaisesti; suoralla tiellä ajettaessa ulkoista aksiaalivoimaa ei ole eli $K_a = 0$. Riippuen saaduista suhteiden arvoista, lasketaan laakeriasennuksen sisäinen aksiaalivoima kuormitustapausten 1a tai 2a mukaisesti.

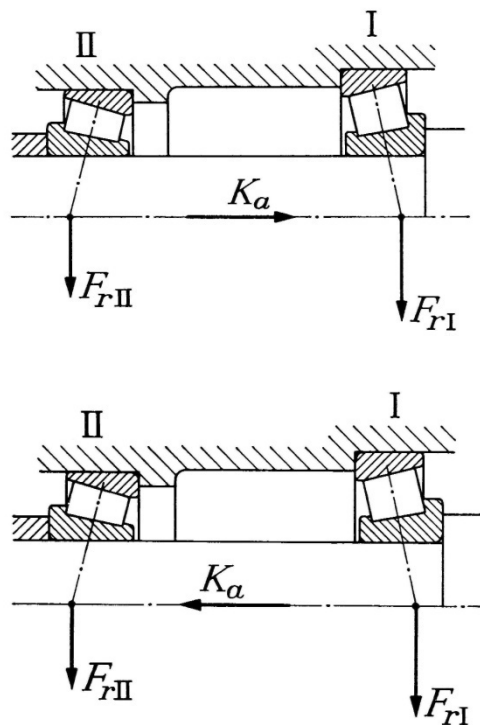
1 a	$\frac{F_{rI}}{Y_I} \geq \frac{F_{rII}}{Y_{II}} \quad K_a \geq 0$	$F_{aI} = \frac{0,5 F_{rI}}{Y_I}$	$F_{aII} = F_{aI} + K_a$
1 b	$\frac{F_{rI}}{Y_I} < \frac{F_{rII}}{Y_{II}}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rII}}{Y_{II}} - \frac{F_{rI}}{Y_I} \right)$		
1 c	$\frac{F_{rI}}{Y_I} < \frac{F_{rII}}{Y_{II}}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rII}}{Y_{II}} - \frac{F_{rI}}{Y_I} \right)$	$F_{aI} = F_{aII} - K_a$	$F_{aII} = \frac{0,5 F_{rII}}{Y_{II}}$
2 a	$\frac{F_{rI}}{Y_I} \leq \frac{F_{rII}}{Y_{II}} \quad K_a \geq 0$	$F_{aI} = F_{aII} + K_a$	$F_{aII} = \frac{0,5 F_{rII}}{Y_{II}}$
2 b	$\frac{F_{rI}}{Y_I} > \frac{F_{rII}}{Y_{II}}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rI}}{Y_I} - \frac{F_{rII}}{Y_{II}} \right)$		
2 c	$\frac{F_{rI}}{Y_I} > \frac{F_{rII}}{Y_{II}}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rI}}{Y_I} - \frac{F_{rII}}{Y_{II}} \right)$	$F_{aI} = \frac{0,5 F_{rI}}{Y_I}$	$F_{aII} = F_{aI} - K_a$

Kuva 12

Vierintälaakerien aksiaalivoimien laskentakaavat: oikean laidan kaavat valitaan sen mukaan, minkä kuormitustapauksen ehdot vasemmalla täyttyvät.

(Lagerinbyggnader i motorfordon, 1966, sivu 12)

Kuvan 12 laskentakaavat liittyvät myös kuvassa 13 esitettyihin kaarreajon kuormitustapauksiin, joissa ulkoisen aksiaalivoiman suunta vaihtelee. Kuvassa esitettyjen voimien suunta kuvaa akselin voimavaikutuksia laakereihin. Ylempi osakuva esittää sisäkaarteiden puoleisia laakereita ja alempi osakuva ulkokaarteiden puoleisia laakereita.



Kuva 13

Laakerien asennus O-kokoonpanoon toisiinsa nähden. Aksiaali- ja radiaalivoimien suunta kuvaa akselin voimavaikutuksia laakereihin. Ylempi kuva vastaa sisäkaarteiden laakereita ja alempi ulkokaarteiden laakereita. (Lagerinbyggnader i motorfordon, 1966, sivu 12)

Seuraavassa vaiheessa verrataan kummankin laakerin aksiaalivoiman ja radiaalivoiman suhdetta laakeriluettelosta saatuun e -arvoon. Mikäli laakerille saatu suhde on pienempi kuin laakerin e -arvo, niin laakerin ekvivalenttinen dynaaminen kuormitus voidaan laskea kaavalla

$$P = F_r \quad \text{kun } F_a / F_r < e$$

Jos aksiaalivoiman suhde radiaalivoimaan on suurempi kuin laakerin e -arvo, laakerin ekvivalenttinen dynaaminen kuormitus lasketaan yhtälöstä

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{kun } F_a / F_r > e$$

Kertoimet X ja Y saadaan laakeriluettelosta. Kartiorullalaakereiden ollessa kyseessä voidaan kertoimelle X käyttää arvoa 0,4.

2.3.2. Laakerilaskelmat kaarreaajossa

Laakerinvalmistajan laskentaohjeen mukaan pyörävoimat kaarreaajossa lasketaan käyttämällä kitkakertoimelle arvoa 0,25. Ennen kuin laakerivoimia lähdetään laskemaan, on pystysuuntaisesta pyörävoimasta vähennettävä pyörän kokonaispaino.

Ulomman pyörän laakerivoimat lasketaan seuraavasti:

Laakerien säteisvoimat ulommalle pyörälle lasketaan seuraavista kaavoista, joissa F_h on tehollinen pystyvoima ja F_s on pyörän sivuttaisvoima:

$$F_{r1} = \varepsilon_1 \cdot F_h + \varepsilon_2 \cdot F_s$$

$$F_{r2} = (1 - \varepsilon_1) \cdot F_h - \varepsilon_2 \cdot F_s$$

Akselin ulkoinen aksiaalivoima on yhtä suuri kuin pyörän sivuttaisvoima F_s . Aksiaalivoiman suunta kuvassa 13 on oikealta vasemmalle eli alemman kuvan mukainen.

$$K_a = F_s$$

Laskettujen radiaalivoimien ja vastaavien Y-arvojen avulla muodostetaan suhteet

$$F_{r1} / Y_1 \quad \text{ja} \quad F_{r2} / Y_2$$

Saatujen lausekkeiden suuruutta verrataan keskenään kuvan 12 mukaisesti ja lisäksi ulkoista aksiaalivoimaa verrataan edellä laskettujen suhteiden erotuksen puolikkaaseen. Riippuen saaduista vertailuarvoista lasketaan laakereiden aksiaalivoimat asianomaisen kuormitustapauksen kaavojen mukaisesti.

Seuraavassa vaiheessa lasketaan laakereille aksiaalivoiman ja radiaalivoiman suhde ja verrataan näitä suhdelukuja laakereille annettuihin e-arvoihin. Mikäli suhdeluku on e-arvoa pienempi, lasketaan laakerin dynaaminen ekvivalenttikuormitus kaavalla

$$P = F_r \quad \text{kun } F_a / F_r < e$$

Jos aksiaalivoiman suhde radiaalivoimaan on suurempi kuin laakerin e-arvo, laakerin ekvivalenttinen dynaaminen kuormitus lasketaan yhtälöstä

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{kun } F_a / F_r > e$$

Sisemmän pyörän laakerivoimat lasketaan kaavoilla

$$F_{r1} = \varepsilon_1 \cdot F_h - \varepsilon_2 \cdot F_s$$

$$F_{r2} = (1 - \varepsilon_1) \cdot F_h + \varepsilon_2 \cdot F_s$$

$$K_a = F_s$$

Laakereiden ekvivalenttiset dynaamiset kuormitukset määritetään vastaavalla tavalla kuin ulommalle pyörälle.

2.3.3. Laakerien kestoikä

Edellä mainittu laakerinvalmistajan ohje ehdottaa kestoiän laskentaan käytäntöä, jonka mukaan 90% ajomatka oletetaan olevan suoralla tiellä ajoa, 5% kaarretta oikealle ja 5% kaarretta vasemmalle. Tällöin kunkin laakerin keskikuormitus voidaan laskea seuraavalla kaavalla, johon sijoitetaan laakerin ekvivalenttiset dynaamiset kuormitukset suoralla ajossa ja kaarreajossa sekä sisäkaarteessa että ulkokaarteessa:

$$P_m = (0,90 \cdot P_{\text{suora}}^3 + 0,05 \cdot P_{\text{oikea}}^3 + 0,05 \cdot P_{\text{vasen}}^3)^{1/3}$$

Tällä tavalla laskettujen keskikuormitusten avulla voidaan määrittää laakerien todennäköinen kestoikä miljoonina kierroksina seuraavan kaavan avulla, jossa C on laakerin dynaaminen kantokyky, P_m on keskikuormitus ja eksponentin p arvo on $10/3$ kartiorullalaakerille

$$L = (C / P_m)^p$$

Kun edellä esitetty kaava kerrotaan lausekkeella $(2 \cdot \pi \cdot R_H)$, jossa R_H on pyörän vierintäsäde millimetreinä, saadaan kestoikä kilometreinä:

$$L_s = 2 \cdot \pi \cdot R_H (C / P_m)^p$$

3. KOMPONENTTIEN SUUNNITTELU

Etunaparakenteen komponenttien suunnittelu on toteutettu tässä työssä laskemalla perinteisten lujuusopillisten periaatteiden mukaisesti. Lujuusopillisiä laskentaohjelmia ei ole käytetty hyväksi. Perusteena tälle ratkaisulle on ollut se, että auton pyörän kuormitukset perustuvat aina tilastollisiin arvioihin ja siitä syystä niihin sisältyy aina epävarmuutta, koska ajoneuvoja käytetään hyvin vaihtelevissa tieolosuhteissa. Kuormitukset riippuvat hyvin paljon myös kuljettajan ajotyylistä. Mikäli tiedot kuormituksista ovat oikeanlaiset, pystytään pelkästään jännityksiä laskemalla saavuttamaan riittävä luotettavuus materiaalien valinnalle ja materiaaleilta vaadittaville lujuusominaisuuksille.

Seuraavissa luvuissa esitellään aluksi, miten auton pyörään kohdistuvat kuormitukset on selvitetty. Sen jälkeen tutkitaan erilaisia konstruktiovaihtoehtoja ja lopuksi esitellään komponenttien ja niiden yksityiskohtien lujuuslaskentaa sekä staattisten tarkastelujen että dynaamisen analyysin avulla. Erikseen käsitellään vielä napalaakerien laskentaa.

3.1. Yleinen voimatarkastelu kaarreaajossa

Kaarreaajossa akseliston pyörien pystyvoimat riippuvat auton keskeiskiihtyvyydestä seuraavan kaavan mukaisesti

$$F_h = m \cdot g / 2 \pm m \cdot a \cdot h_m / c, \text{ jossa}$$

F_h on pyörän pystyvoima, m on akseliston osuus auton massasta, g on maan vetovoiman kiihtyvyys, a on auton keskeiskiihtyvyys, h_m on auton painopisteen korkeus maasta ja c on kaatumista vastaava raideleveys. Plus-merkillä varustettu kaava vastaa kaarteessa ulompaa pyörää ja miinus-merkki sisempää pyörää.

Koska keskipakovoima $m \cdot a$ kumoutuu kitkavoimalla $\mu \cdot m \cdot g$ eli $a = \mu \cdot g$, voidaan kaavassa käyttää keskeiskiihtyvyyden sijasta muuttujana lepokitkakerrointa. Tällöin kaava saadaan muotoon

$$F_h = m \cdot g / 2 \pm \mu \cdot m \cdot g \cdot h_m / c$$

Akseliston pyörien sivuttaisvoimat saadaan kaavasta

$$F_s = \mu \cdot F_h = \mu \cdot m \cdot g / 2 \pm \mu^2 \cdot m \cdot g \cdot h_m / c$$

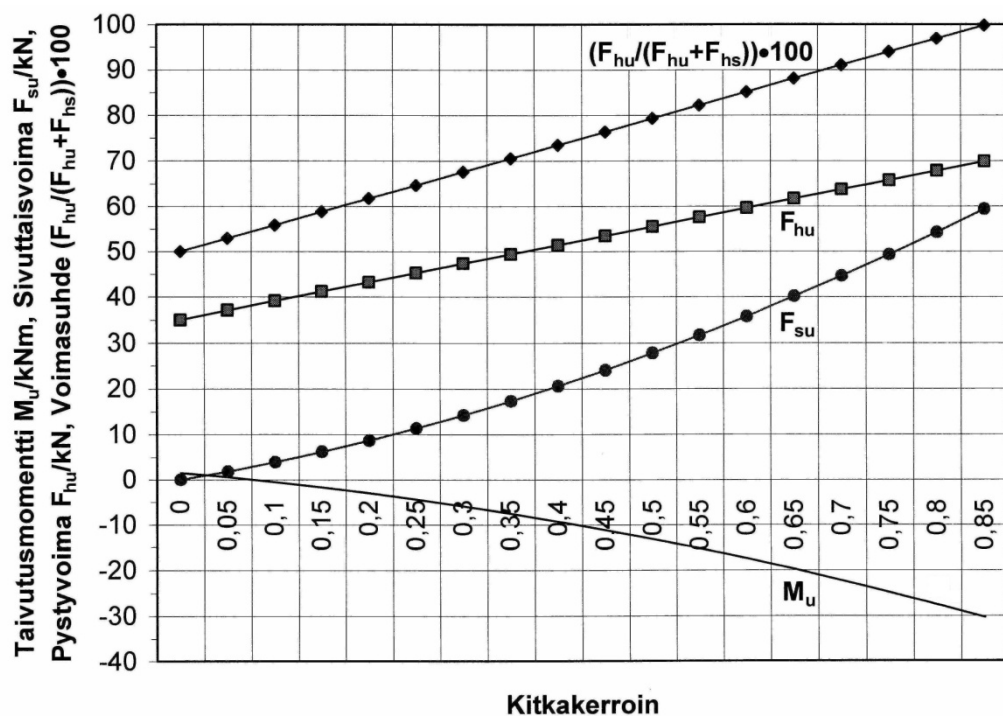
Kun saatuihin yhtälöihin sijoitetaan akselistoa vastaavat arvot, tulevat ne muotoon

$$F_h = 35 \text{ kN} \pm \mu \cdot 70 \text{ kN} \cdot 1250 / 2133 \quad \text{eli}$$

$$F_h = 35 \text{ kN} \pm \mu \cdot 41,02 \text{ kN}$$

$$F_s = \mu \cdot 35 \text{ kN} \pm \mu^2 \cdot 41,02 \text{ kN}$$

Olka-akseliin kohdistuvalle taivutusmomentille saadaan seuraavalla sivulla esitetyt kaavat, kun pystyvoiman momenttivarsi on 0,044 m ja sivuttaisvoiman momenttivarsi 0,562 m.



Kuva 14

Ulomman pyörän kuormitusten riippuvuus lepokitkakertoimesta kaarreaajossa; M_u on sivuttais- ja pystyvoimien aiheuttama momentti olka-akselilla, F_{su} on sivuttaisvoima ja F_{hu} pystyvoima. Ylinnä oleva suora esittää ulomman pyörän osuutta etuakseliston pystysuuntaisesta kuormituksesta.

Ulompi pyörä:

$$M_u = (F_h \cdot 0,044 - F_s \cdot 0,562) \text{ m} \quad \text{eli}$$

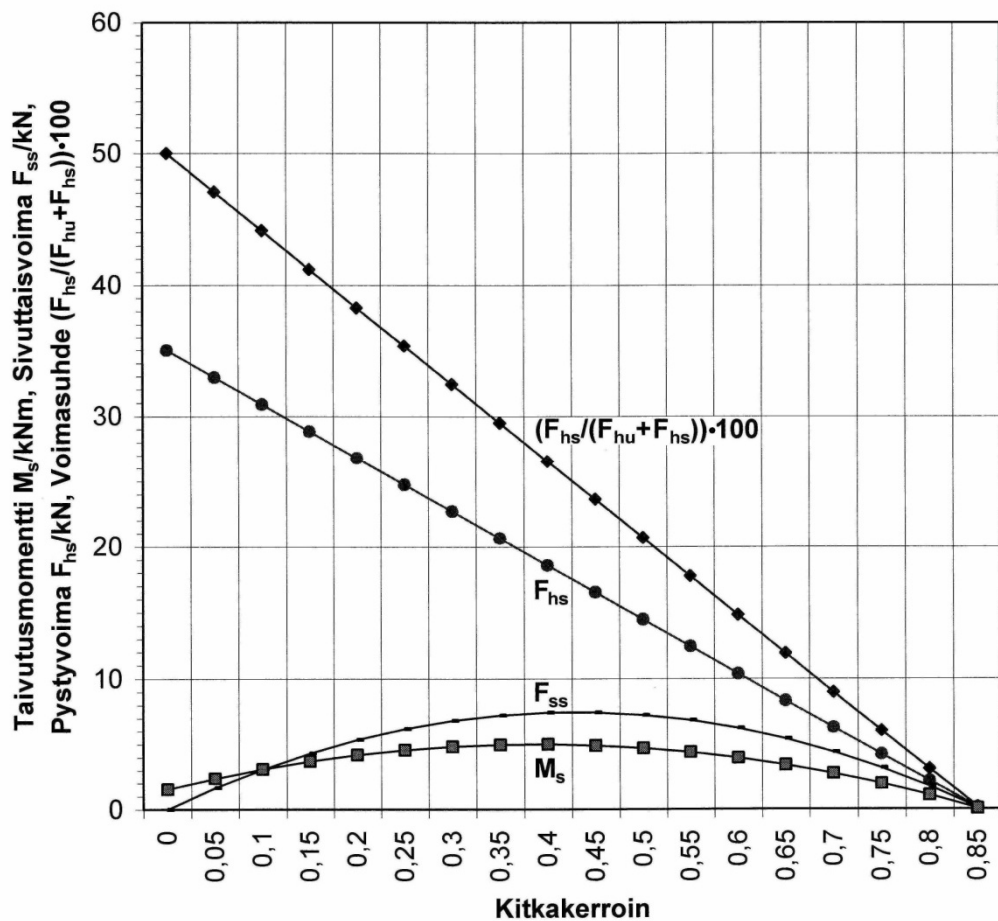
$$M_u = ((35 + \mu \cdot 41,02) \cdot 0,044 - (\mu \cdot 35 + \mu^2 \cdot 41,02) \cdot 0,562) \text{ kNm}$$

Sisempi pyörä:

$$M_s = (F_h \cdot 0,044 + F_s \cdot 0,562) \text{ m} \quad \text{eli}$$

$$M_s = ((35 - \mu \cdot 41,02) \cdot 0,044 + (\mu \cdot 35 - \mu^2 \cdot 41,02) \cdot 0,562) \text{ kNm}$$

Kuvat 14 ja 15 esittävät ulomman ja sisemmän pyörän kuormituksia.



Kuva 15

Sisemmän pyörän kuormitusten riippuvuus lepokitkakertoimesta kaarreaajossa; M_s on sivuttais- ja pystyvoimien aiheuttama momentti olka-akselilla, F_{ss} on sivuttaisvoima ja F_{hs} pystyvoima. Ylinnä oleva suora esittää sisemmän pyörän osuutta etuakseliston pystysuuntaisesta kuormituksesta.

3.2. Ajoneuvon kaatuminen kaarteessa

Koska auton kaatuessa molemmilla akseleilla vallitsee sama massa / voima –jakautuma kuin painopisteen kohdallakin, voidaan tilannetta tarkastella pelkästään etuakselilla:

massa $m = 7000 \text{ kg}$

sivuttaisvoima $F_s = 60 \text{ kN}$ (luku 2.1.3.)

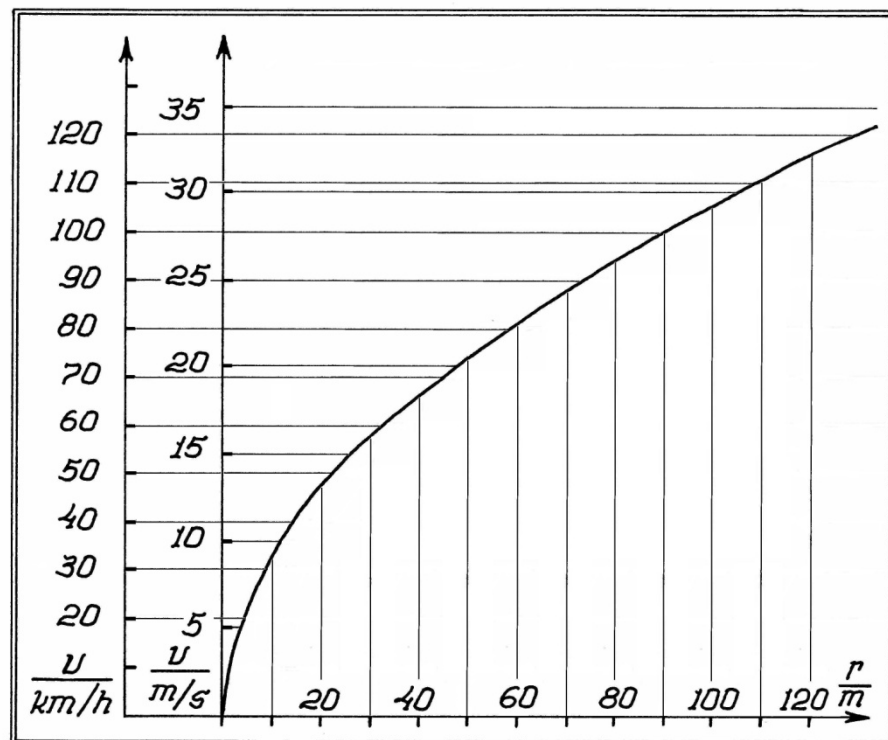
Kaatumisen edellyttämä keskeiskiihtyvyys on tällöin

$$a = F_s / m = 8,57 \text{ m} / \text{s}^2 = v^2 / r$$

Auton nopeuden ja kaarten säteen välillä vallitsee riippuvuus

$$v = (8,57 \cdot r)^{1/2} \quad \text{eli} \quad r = 0,117 \cdot v^2$$

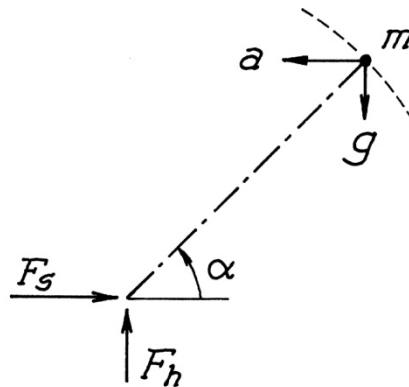
Kuvassa 16 on esitetty graafisena käyränä kaatumista vastaavan nopeuden riippuvuus massakeskipisteen piirtämän uran kaarevuussäteestä kaarreajossa.



Kuva 16

Kaatumista vastaavan nopeuden riippuvuus ajoradan kaarevuussäteestä (kysymyksessä on massakeskipisteen piirtämän uran kaarevuussäde)

Oletetaan kaatumisen tapahtuvan kaarteessa keskipakoisvoiman vaikutuksesta. Normaaaleissa kitkaolosuhteissa auto ei yleensä kaadu, mutta sen saattaa aiheuttaa esim. sivuluisu ja renkaan iskeytyminen kadun reunakivetystä vasten. Kuva 17 esittää kaatumistilanteessa vallitsevaa voimatasapainoa. Massakeskipistettä kuvaa symboli m ja suureet a ja g kuvaavat keskipakoiskiihtyvyyttä ja maan vetovoiman aiheuttamaa kiihtyvyyttä, F_h ja F_s kuvaavat maasta renkaaseen kohdistuvia pysty- ja sivuttaisvoimia. Kaatumistilanteessa vallitsevat siis voimatasapainot $F_h = m \cdot g$ ja $F_s = m \cdot a$ sekä momenttitasapaino $F_h \cdot (c / 2) = F_s \cdot h_m$ (kuva 3)



Kuva 17

Kaarreaajossa renkaaseen vaikuttavat voimat ja niitä vastaavat auton massakeskipisteen kiihtyvyydet; massa m vastaa tässä akseliston osuutta auton kokonaismassasta.

Painopisteen korkeus on 1250 mm ja akseliväli 2133 mm, joten voimien F_h ja F_s resultantin F vaikutuslinjan kaltevuuskulma kaatumisen alkaessa on arvoltaan (kuva 3 ja kuva 18)

$$\alpha_0 = \arctan (1250 \cdot 2 / 2133) = 49,5^\circ$$

Kaatumisen edetessä eli kulman α kasvaessa olka-akseliin kohtisuorasti suuntautuvan ja sen suuntaisen voimakomponentin lausekkeet ovat kuvan 18 mukaisesti

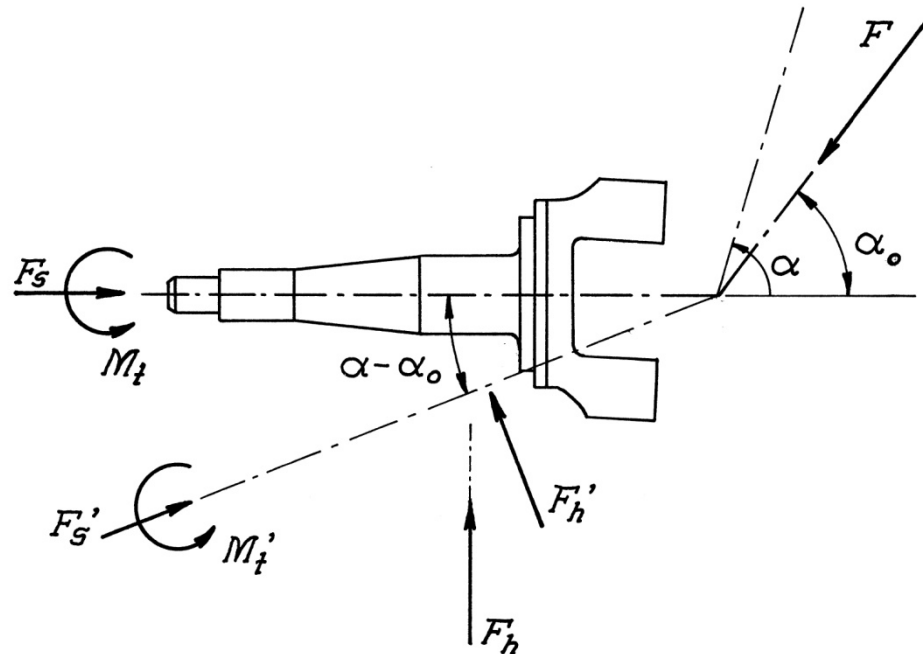
$$F_h' = F_h \cdot \cos (\alpha - \alpha_0) - F_s \cdot \sin (\alpha - \alpha_0)$$

$$F_s' = F_h \cdot \sin (\alpha - \alpha_0) + F_s \cdot \cos (\alpha - \alpha_0)$$

Muuttuja F_s kuvaa tässä kunkin kaatumishetken edellyttämää sivuttaisvoiman minimiä. Akseliin kohdistuva taivutusmomentti (jännitys akselin yläreunalla) on

$$M_t' = F_s' \cdot 0,562 \text{ m} - F_h' \cdot 0,044 \text{ m},$$

kun renkaan vierintäsäde on 562 mm ja pystyvoiman kuormituslinjan etäisyys olka-akselin tyvestä on 44 mm.



Kuva 18

Olka-akselin kuormitukset auton kaatuessa

Kun saatuihin lausekkeisiin sijoitetaan kaatumistilannetta vastaavat arvot $F_h = 70 \text{ kN}$, $F_s = F_h \cdot \cot \alpha = 70 \text{ kN} \cdot \cot \alpha$ ja $\alpha_0 = 50^\circ$, saadaan ne muotoon

$$F_h' = (\cos(\alpha - 50^\circ) - \cot \alpha \cdot \sin(\alpha - 50^\circ)) \cdot 70 \text{ kN}$$

$$F_s' = (\sin(\alpha - 50^\circ) + \cot \alpha \cdot \cos(\alpha - 50^\circ)) \cdot 70 \text{ kN}$$

$$M_t' = ((\sin(\alpha - 50^\circ) + \cot \alpha \cdot \cos(\alpha - 50^\circ)) \cdot 0,562 + \\ - (\cos(\alpha - 50^\circ) - \cot \alpha \cdot \sin(\alpha - 50^\circ)) \cdot 0,044) \cdot 70 \text{ kNm}$$

On huomattava, että edellä esitetyt kaavat pätevät siihen asti, kun α saavuttaa arvon 90° . Sen jälkeen alkaa vapaa kaatuminen. Kun tarkastellaan pelkästään staattisia voimia, ainoastaan auton massasta johtuva pystysuuntainen voima jää jäljelle, jolloin

$$F_h = m \cdot g = 70 \text{ kN} \quad \text{ja} \quad F_s = 0$$

Akseliin kohdistuvat voimat ovat nyt

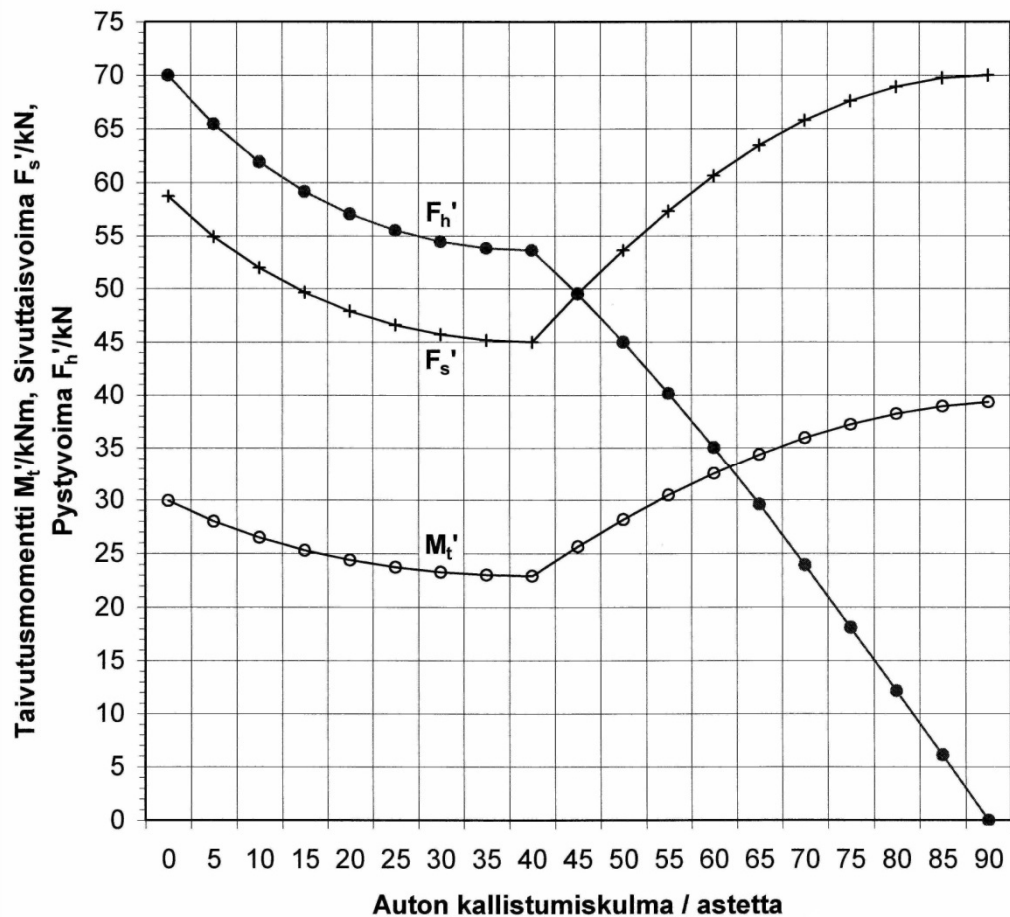
$$F_h' = (\cos(\alpha - 50^\circ)) \cdot 70 \text{ kN}$$

$$F_s' = (\sin(\alpha - 50^\circ)) \cdot 70 \text{ kN}$$

Akseliin kohdistuva taivutusmomentti saadaan lausekkeesta

$$M_t' = (\sin(\alpha - 50^\circ) \cdot 0,562 - \cos(\alpha - 50^\circ) \cdot 0,044) \cdot 70 \text{ kNm}$$

Alla olevassa kuvassa 19 on esitetty kaatumistilanteeseen liittyvät kuormitukset auton kallistumiskulman funktiona. Kuvaajista voidaan nähdä, että olka-akselin taivutusjännitys kaatumisen alussa laskee, mutta kun kallistuma on suurempi kuin 54 astetta, niin se kohoaa kaatumistapahtuman alkua korkeammalle tasolle ja on vaarallisimmillaan kaatumisen loppuvaiheessa. Tosin rengas joustaa tässä tilanteessa ja sivuttaisvoiman momenttivarsi pienenee samalla.



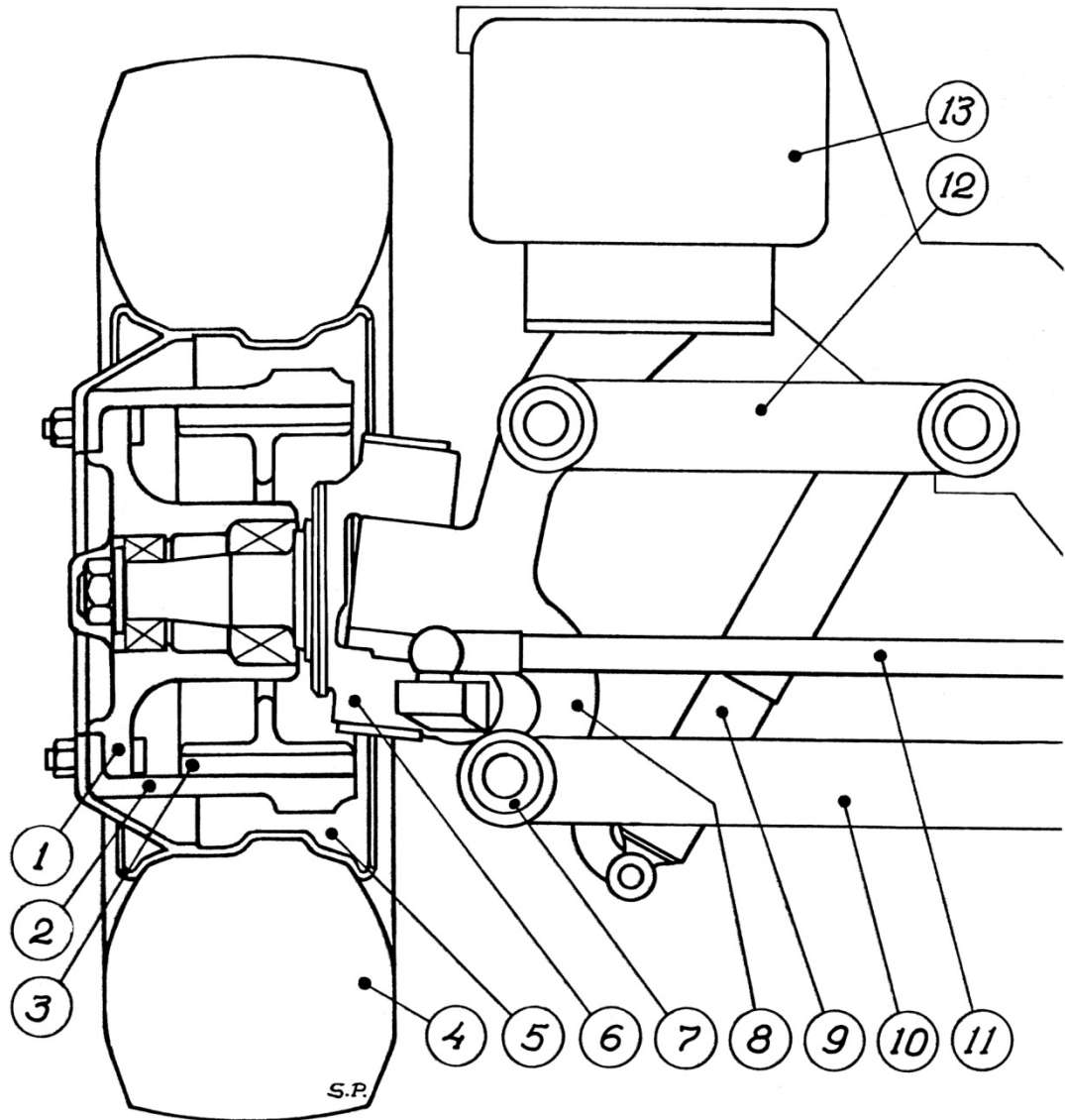
Kuva 19

Olka-akselin kuormitukset kaatumistilanteessa auton kallistumiskulman funktiona; F_h' on akseliin nähden poikittainen ja F_s' pitkittäinen voima, M_t' on voimien F_h' ja F_s' akseliin aiheuttama taivutusmomentti.

3.3. Etuakseliston rakennevaihtoehtoja

3.3.1. Kabusissa käytetty naparakenne

Ennen komponenttien lujuuslaskentaa on syytä tarkastella systemaattisesti, minkälaisia rakenteellisia vaihtoehtoja voitaisiin käyttää suunniteltaessa auton etuakselistoa. Kuvassa 20 on esitetty Kabusin etuakseliston yleisrakenne.



Kuva 20

Kabusin etuakseliston osat ovat: 1 = napa, 2 = jarrurumpu, 3 = jarrukenkä, 4 = rengas, 5 = levypyörä, 6 = olka-akseli, 7 = kumilaakeri, 8 = pystytukivarsi, 9 = iskuvaimennin, 10 = alatukivarsi, 11 = raidetanko, 12 = ylätukivarsi, 13 = ilmajousi

Tämän työn puitteissa käytetään naparakenteen osista kuvan 20 mukaisia nimityksiä siten, että:

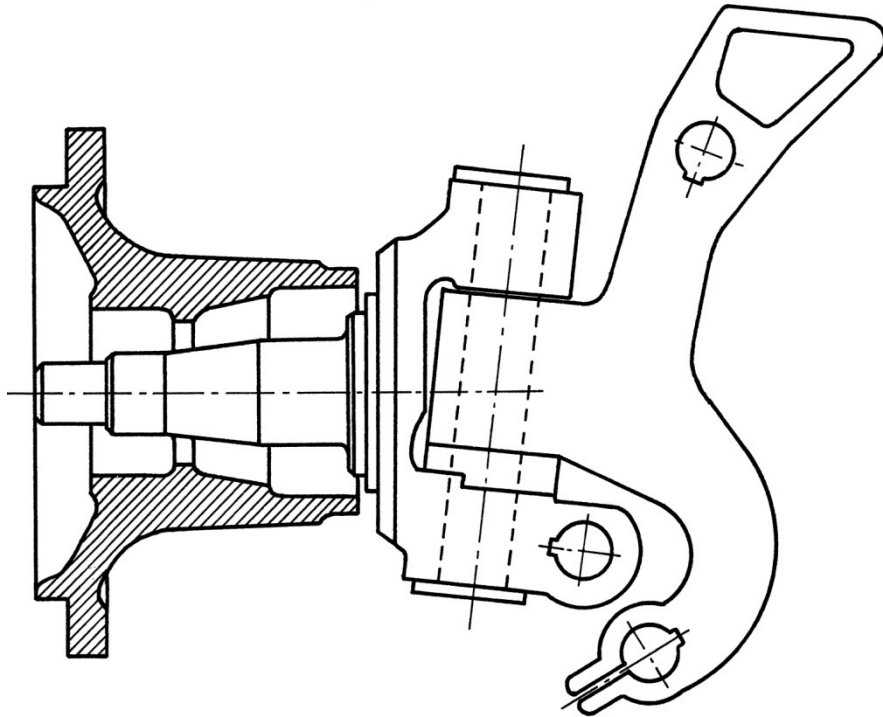
- Napa on se ontelomainen osa, johon pyöränlaakerien ulkokehät on kiinnitetty
- (Olka)akseli on se navan sisällä sijaitseva osa, jonka ympärille pyöränlaakerit on kiinnitetty.

3.3.2. Rakennevaihtoehtoja

Etupyörän laakerointi voidaan suorittaa kahdella vastakkaisella tavalla. Kun tarkastellaan ei-vetäviä akselistoja, niin autonvalmistajien lähes poikkeuksetta käyttämä konstruktio perustuu pyörivään napaan ja kiinteään olka-akseliin. Toinen tapa pyörän akseloimiseksi on panna akseli pyörimään navan sisällä.

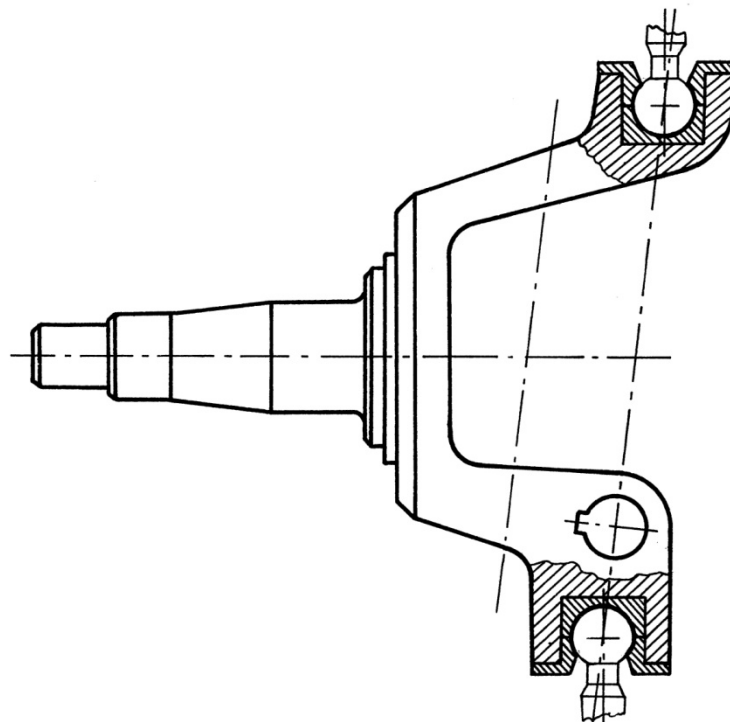
Olkanivelen konstruoinnissa esiintyy enemmän vaihtelevuutta valmistajien kesken. Laakeriholkit (ja siten myös tarvittava haarukkarakenne) voidaan sijoittaa olka-akselin puolelle ja akselitappi (olkatappi) pystytukivarteen tai akselipalkkiin, mutta myös päinvastaisia ratkaisuja on käytetty. Lisäkirjavuutta akselistorakenteisiin aiheuttaa se, että olkapään nivel voidaan sijoittaa myös ylä- ja alatukivarsien laakerointien yhteyteen. Kun eri konstruktiovaihtoehtoja yhdistellään keskenään ja poimitaan joukosta käyttökelpoisimmat yhdistelmät, saadaan seuraavissa kuvissa esitellyt rakenteet.

Kuva 21 esittää perinteistä autonvalmistajien suosimaa naparakennetta, jonka tyypistä myös Kabusissa käytetty rakenne (kuva 20) edustaa. Kuvan 22 olka-akselissa on yhdistetty varsinainen olka-akseli ja pystytukivarsi. Tässä tyypissä laakerointi hoidetaan normaalisti pallonivelillä, jotka toimivat samalla kertaa sekä tukivarsien että olkapään laakereina. Kuvassa 23 on toteutettu käänteinen olkapään saranointi ja kuva 24 esittää käänteistä naparakennetta.



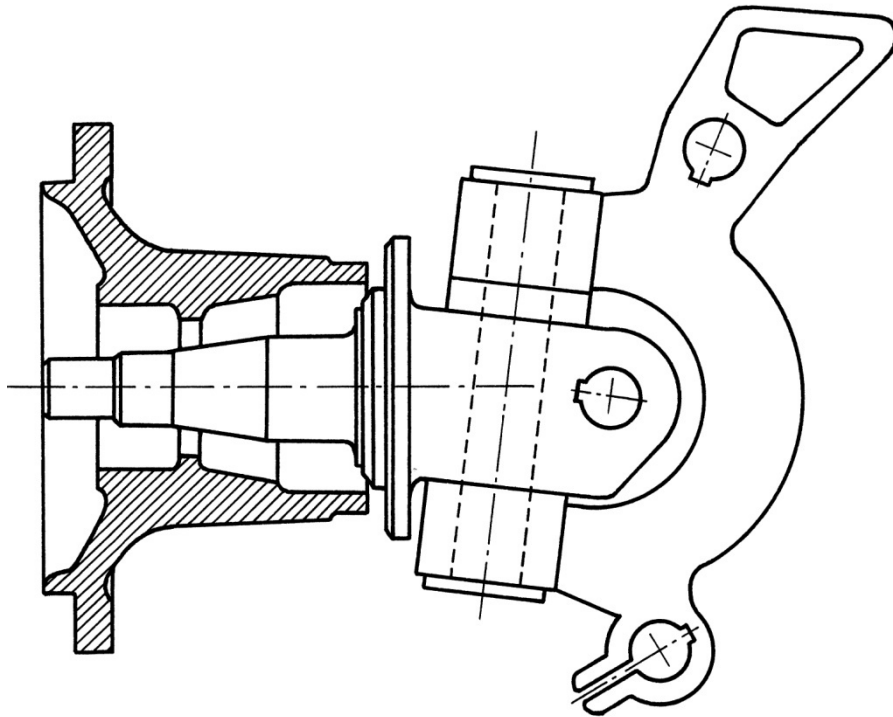
Kuva 21

Perinteinen raskaan kaluston naparakenne; napa pyörii, haarukka olka-akselissa



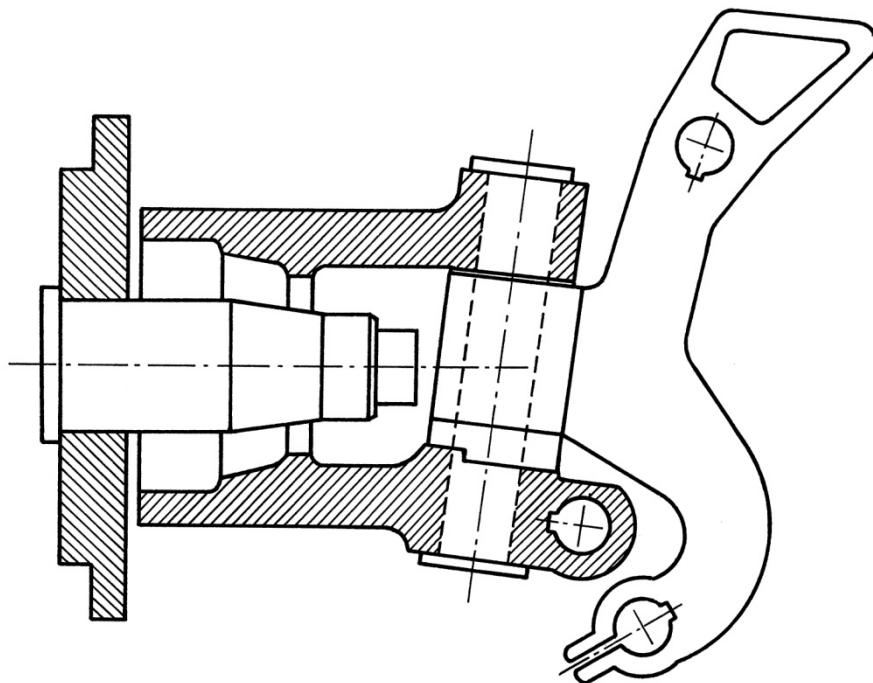
Kuva 22

Olka-akselin ja pystytukivarren yhdistelmä rakenne; pallonivelet voidaan korvata kahdella kiertoparilla



Kuva 23

Perinteinen naparakenne käänteisellä olkapäällä varustettuna



Kuva 24

Käänteinen naparakenne; akseli pyörii, olkapään haarukka navan puolella

3.4. Olka-akselin akseliosan lujuustarkastelu

Lujuustarkasteluissa keskitytään edellä olevissa kuvissa 21 ja 23 esiteltyihin konstruktioihin eli perinteiseen naparakenteeseen kahdella erilaisella olkanivelratkaisulla varustettuna. Tarkastellaan aluksi näiden konstruktioiden olka-akselin akseliosaa ja otetaan mitoituslähtökohdaksi Rockwellin valmistaman akselin ulottuvuudet halkaisijoita lukuun ottamatta. Tällöin

- kuormituslinjan etäisyys akselin tyvestä on noin 44 mm.
- laakerien a-pisteiden väli on 153 mm.

Jännitysten kannalta kriittisin kohta on akselin tyvi, joten tarkastellaan tyvijännitysten riippuvuutta akselin halkaisijasta eri kuormitustilanteissa.

3.4.1. Ajo suoralla tiellä

Sivuttaisvoima ja sen aiheuttama momentti voidaan jättää tarkastelun ulkopuolelle. Pystyvoiman arvona on tässä käytetty mitoituskuormitukseksi asetettua 120 kN:a, vaikka todellisuudessa suoralla ja tasaisella tiellä pyörän kuormitus on vain 35 kN lisättynä jarrutustilanteessa nyökkäysvoiman arvolla 8,119 kN. Tällöin varmuuskertoimeksi kuormituksen suhteen muodostuu hyvällä tiellä ajettaessa $120 / 43,12 = 2,78$. Kuormittavia voimia luvun 2.1.4. mukaisesti ovat

Pystyvoima $F_H = 120 \text{ kN}$

Jarruvoima $F_k = 22,4 \text{ kN}$

Muita voimia ei ole ja jarruvoiman vääntömomentti ei kohdistu itse akseliosaan, vaan sen ulkopuoliseen laippaan. Jarrutuksen aiheuttaman nyökkäysvoiman ajatellaan arvoltaan pienenä sisältyvän pystyvoiman arvoon, koska sen kuormituskerroin on suuri.

Leikkausjännityksille saadaan seuraavat lausekkeet

$$\text{Pystyvoima: } \tau_1 = 120 \cdot 10^3 \text{ N} / (\pi \cdot d^2 / 4) = 15,28 \cdot 10^4 \text{ N} / d^2$$

$$\text{Jarruvoima: } \tau_2 = 22,4 \cdot 10^3 \text{ N} / (\pi \cdot d^2 / 4) = 2,852 \cdot 10^4 \text{ N} / d^2$$

Yhdistetyksi leikkausjännitykseksi saadaan

$$\tau = ((\tau_1)^2 + (\tau_2)^2)^{1/2} = (233,5 + 8,134)^{1/2} \cdot 10^4 \text{ N} / d^2 = 1,554 \cdot 10^5 \text{ N} / d^2$$

Edellisestä tarkastelusta voidaan havaita, että jarruvoiman osuus kokonaisleikkausjännityksestä on alle kaksi prosenttia. Normaalijännitykset saadaan taivutusmomenttien avulla:

Pystyvoiman taivutusmomentti: $M_h = 120 \text{ kN} \cdot 0,044 \text{ m} = 5,28 \text{ kNm}$

$$\sigma_{t2} = 5,28 \cdot 10^3 \text{ Nm} / (\pi d^3 / 32) = 5,378 \cdot 10^4 \text{ Nm} / d^3$$

Jarruvoiman taivutusmomentti: $M_k = 22,4 \text{ kN} \cdot 0,044 \text{ m} = 9,87 \cdot 10^2 \text{ Nm}$

$$\sigma_{t3} = 9,87 \cdot 10^2 \text{ Nm} / (\pi d^3 / 32) = 1,005 \cdot 10^4 \text{ Nm} / d^3$$

$$\sigma_{\text{kok}} = ((\sigma_{t2})^2 + (\sigma_{t3})^2)^{1/2} = 5,471 \cdot 10^4 \text{ Nm} / d^3$$

Vertailujännitykselle saadaan vakiovääristymisenergiähypoteesin mukaan lauseke

$$\sigma_{\text{VVEH}} = ((\sigma_{\text{kok}})^2 + 3 \cdot (\tau)^2)^{1/2} \quad \text{eli}$$

$$\sigma_{\text{VVEH}} = ((5,471 \cdot 10^4 \text{ Nm} / d^3)^2 + 3 \cdot (15,54 \cdot 10^4 \text{ N} / d^2)^2)^{1/2}$$

Liite 1 esittää vertailujännityksen riippuvuutta olka-akselin halkaisijasta. Kuten jo tämän luvun alussa todettiin, pystyvoiman kuormituskerroin on melko suuri ajettaessa suoralla tasaisella tiellä. Jos kuormituskertoimeksi asetetaan tasan kaksi, niin pystyvoiman arvoksi muodostuu $2 \cdot 35 \text{ kN} + 8,119 \text{ kN} = 78,12 \text{ kN}$ (ajo kuoppaan + jarrutus). Kun laskenta suoritetaan tätä pystyvoimaa käyttäen, saadaan leikkausjännitykseksi

Pystyvoima: $\tau_1 = 78,12 \cdot 10^3 \text{ N} / (\pi \cdot d^2 / 4) = 9,947 \cdot 10^4 \text{ N} / d^2$

Jarruvoima $\tau_2 = 22,4 \cdot 10^3 \text{ N} / (\pi \cdot d^2 / 4) = 2,852 \cdot 10^4 \text{ N} / d^2$

Yhdistetyksi leikkausjännitykseksi saadaan lauseke

$$\tau = ((\tau_1)^2 + (\tau_2)^2)^{1/2} = (98,94 + 8,134)^{1/2} \cdot 10^4 \text{ N} / d^2 = 1,035 \cdot 10^5 \text{ N} / d^2$$

Käytettäessä todellisempaa pystyvoiman arvoa jarruvoiman osuus kokonaisleikkausjännityksestä kohoaa alle kahdesta prosentista 28 prosenttiin. Normaalijännitykset saadaan taivutusmomenttien avulla:

Pystyvoiman taivutusmomentti: $M_h = 78,12 \text{ kN} \cdot 0,044 \text{ m} = 3,44 \text{ kNm}$

$$\sigma_{t2} = 3,44 \cdot 10^3 \text{ Nm} / (\pi d^3 / 32) = 3,501 \cdot 10^4 \text{ Nm} / d^3$$

Jarruvoiman taivutusmomentti: $M_k = 22,4 \text{ kN} \cdot 0,044 \text{ m} = 9,87 \cdot 10^2 \text{ Nm}$

$$\sigma_{t3} = 9,87 \cdot 10^2 \text{ Nm} / (\pi d^3 / 32) = 1,005 \cdot 10^4 \text{ Nm} / d^3$$

$$\sigma_{\text{kok}} = ((\sigma_{t2})^2 + (\sigma_{t3})^2)^{1/2} = 3,642 \cdot 10^4 \text{ Nm} / \text{d}^3$$

Vertailujännitykselle saadaan lauseke

$$\sigma_{\text{VVEH}} = ((\sigma_{\text{kok}})^2 + 3 \cdot (\tau)^2)^{1/2} \quad \text{eli}$$

$$\sigma_{\text{VVEH}} = ((3,642 \cdot 10^4 \text{ Nm} / \text{d}^3)^2 + 3 \cdot (10,35 \cdot 10^4 \text{ N} / \text{d}^2)^2)^{1/2}$$

Liitteeseen 1 on lisätty myös tätä pienempää vertailujännitystä kuvaava käyrä olka-akselin halkaisijan funktiona.

3.4.2. Jännitysten kitkariippuvuus kaarreaajossa

Ennen kuin tarkastellaan jännitysten riippuvuutta akselin halkaisijasta erilaisissa kaarreuormitustilanteissa, on syytä tutkia, miten akselijännitykset riippuvat pyörän ja tien välisestä lepokitkakertoimesta ajettaessa kaarteessa. Seuraavassa tarkastelussa akselin halkaisijana on 75 mm.

Sivuttaisvoiman aiheuttamalla normaalijännityksellä ei ole käytännössä mitään merkitystä, koska akselin tyvi ja laakerit (tai mahdollinen välirengas) muotoillaan normaalisti sellaisiksi, ettei sivuttaisvoiman rasitus kohdistu samaan kohtaan, mihin suurin taivutusjännitys kohdistuu. Voima vaikuttaa akselin tyvipyyrityksen ulkopuolelle ja lisäksi sen aiheuttama jännitys on mitättömän pieni. Sivuttaisvoiman momentti aiheuttaa akselin alareunaan jännityksen

$$\sigma_{t1} = -F_s \cdot 0,562 \text{ m} / W_t = -F_s \cdot 56,2 \text{ cm} / (\pi d^3 / 32) = -F_s \cdot 1,357 / \text{cm}^2$$

Pystyvoiman momentti $M_h = F_h \cdot 0,044 \text{ m}$ aiheuttaa jännityksen

$$\sigma_{t2} = F_h \cdot 4,4 \text{ cm} / (\pi d^3 / 32) = F_h \cdot 0,1062 / \text{cm}^2$$

Pystyvoiman ja sivuttaisvoiman momentit vaikuttavat vastakkaisiin suuntiin, joten niiden aiheuttamat jännitykset kumoavat toisiaan. Kokonaisjännitykseksi muodostuu

$$\sigma_{\text{kok}} = \sigma_{t2} + \sigma_{t1} = (F_h \cdot 0,1062 / \text{cm}^2) - (F_s \cdot 1,357 / \text{cm}^2)$$

Pystyvoiman aiheuttama leikkausjännitys on

$$\tau_1 = F_h / (\pi \cdot d^2 / 4) = F_h \cdot 0,0226 / \text{cm}^2$$

Vertailujännitys muodostuu seuraavanlaisiksi:

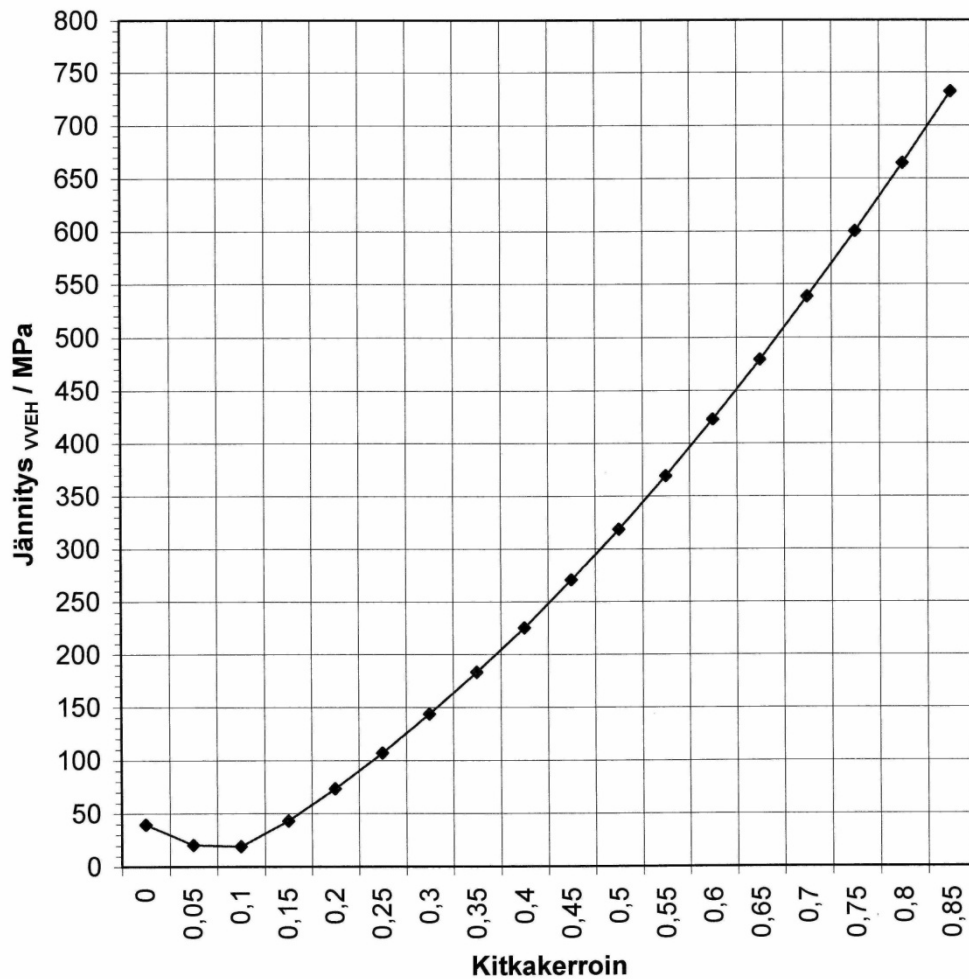
$$\sigma_{VVEH} = ((\sigma_{kok})^2 + 3 \cdot (\tau_l)^2)^{1/2}$$

$$\sigma_{VVEH} = (((F_h \cdot 0,1062 / \text{cm}^2) - (F_s \cdot 1,357 / \text{cm}^2))^2 + 3 \cdot (F_h \cdot 0,0226 / \text{cm}^2)^2)^{1/2}$$

Sisemmän pyörän kohdalla pystyvoima ja sivuttaisvoima vahvistavat toistensa momenttivaikutusta, joten yhtälö on tällöin muotoa

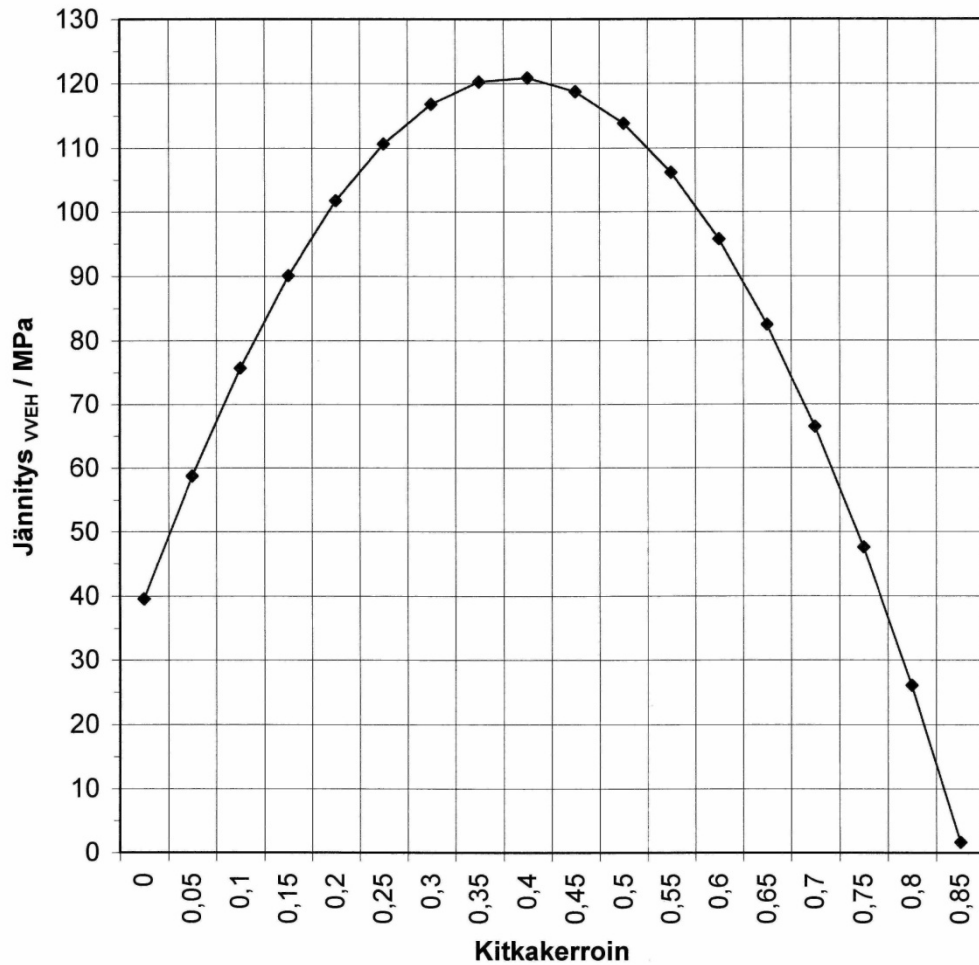
$$\sigma_{VVEH} = (((F_h \cdot 0,1062 / \text{cm}^2) + (F_s \cdot 1,357 / \text{cm}^2))^2 + 3 \cdot (F_h \cdot 0,0226 / \text{cm}^2)^2)^{1/2}$$

Kuvissa 25 ja 26 on esitetty vertailujännitysten riippuvuus renkaan ja tien välisestä lepokitkakertoimesta, kun akselin tyvihalkaisija on 75 mm.



Kuva 25

Ulomman pyörän olka-akselin (ϕ 75 mm) akseliosan tyven vertailujännityksen riippuvuus renkaan ja tien välisestä lepokitkakertoimesta ajettaessa kaarteessa



Kuva 26

Sisemmän pyörän olka-akselin ($\phi 75 \text{ mm}$) akseliosan tyven vertailujännityksen riippuvuus renkaan ja tien välisestä lepokitkakertoimesta ajettaessa kaarteessa

Akselihalkaisijan vaikutus jännityksiin:

Seuraavassa on vertailtu vielä olka-akselin akseliosan tyven jännityksiä eri akselihalkaisijoilla lepokitkakertoimen funktiona. Tarkasteltavaksi on otettu sekä $\phi 80 \text{ mm}$:n että $\phi 85 \text{ mm}$:n akselit. Sivuttaisvoiman momentti aiheuttaa akselin alareunaan jännityksen

$$\sigma_{t1\phi 80} = -F_s \cdot 0,562 \text{ m} / W_t = -F_s \cdot 56,2 \text{ cm} / (\pi d^3 / 32) = -F_s \cdot 1,118 / \text{cm}^2$$

$$\sigma_{t1\phi 85} = -F_s \cdot 0,562 \text{ m} / W_t = -F_s \cdot 56,2 \text{ cm} / (\pi d^3 / 32) = -F_s \cdot 0,932 / \text{cm}^2$$

Pystyvoiman momentti $M_h = F_h \cdot 0,044 \text{ m}$ aiheuttaa jännityksen

$$\sigma_{t2\phi 80} = F_h \cdot 4,4 \text{ cm} / (\pi d^3 / 32) = F_h \cdot 0,0875 / \text{cm}^2$$

$$\sigma_{t2085} = F_h \cdot 4,4 \text{ cm} / (\pi d^3 / 32) = F_h \cdot 0,0730 / \text{cm}^2$$

Pystyvoiman ja sivuttaisvoiman momentit vaikuttavat vastakkaisiin suuntiin, joten niiden aiheuttamat jännitykset kumoavat toisiaan. Kokonaisjännitykseksi muodostuu

$$\sigma_{\text{kok}080} = \sigma_{t2080} + \sigma_{t1080} = (F_h \cdot 0,0875 / \text{cm}^2) - (F_s \cdot 1,118 / \text{cm}^2)$$

$$\sigma_{\text{kok}085} = \sigma_{t2085} + \sigma_{t1085} = (F_h \cdot 0,0730 / \text{cm}^2) - (F_s \cdot 0,932 / \text{cm}^2)$$

Pystyvoiman aiheuttama leikkausjännitys

$$\tau_{1080} = F_h / (\pi \cdot d^2 / 4) = F_h \cdot 0,0199 / \text{cm}^2$$

$$\tau_{1085} = F_h / (\pi \cdot d^2 / 4) = F_h \cdot 0,0176 / \text{cm}^2$$

Vertailujännitys muodostuu seuraavanlaiseksi

$$\sigma_{\text{VVEH}} = ((\sigma_{\text{kok}})^2 + 3 \cdot (\tau)^2)^{1/2}$$

$$\sigma_{\text{VVEH}080} = (((F_h \cdot 0,0875 / \text{cm}^2) - (F_s \cdot 1,118 / \text{cm}^2))^2 + 3 \cdot (F_h \cdot 0,0199 / \text{cm}^2)^2)^{1/2}$$

$$\sigma_{\text{VVEH}085} = (((F_h \cdot 0,0730 / \text{cm}^2) - (F_s \cdot 0,932 / \text{cm}^2))^2 + 3 \cdot (F_h \cdot 0,0176 / \text{cm}^2)^2)^{1/2}$$

Sisemmän pyörän kohdalla pystyvoima ja sivuttaisvoima vahvistavat toistensa momenttivaikutusta, joten yhtälö on muotoa

$$\sigma_{\text{VVEH}080} = (((F_h \cdot 0,0875 / \text{cm}^2) + (F_s \cdot 1,118 / \text{cm}^2))^2 + 3 \cdot (F_h \cdot 0,0199 / \text{cm}^2)^2)^{1/2}$$

$$\sigma_{\text{VVEH}085} = (((F_h \cdot 0,0730 / \text{cm}^2) + (F_s \cdot 0,932 / \text{cm}^2))^2 + 3 \cdot (F_h \cdot 0,0176 / \text{cm}^2)^2)^{1/2}$$

Liitteissä 2 ja 3 on esitetty vertailujännitysten riippuvuus renkaan ja tien välisestä lepokitkakerroimesta eri akselihalkaisijoilla.

3.4.3. Kaarreaajo lepokitkakerroimella 0,60

On huomattava, että vaikka luvussa 2.1.3. esitetty pystyvoiman mitoituskuormitus soveltuukin mitoituksen pohjaksi yksittäisenä kuormituksena, niin se ei välttämättä sovelukaan käytettäväksi todellisissa kuormitustilanteissa, joissa voimat esiintyvät tietynlaisina yhdistelminä. Tämä tulee esille erityisesti kaarreaajossa, jossa pystyvoima ja sivuttaisvoima ovat sidoksissa toisiinsa tietyn, näitä molempia voimia vastaavan kitkaker-

toimen välityksellä, kuten havaittiin luvussa 3.1. Mitoitettaessa naparakenteen kaikkein kriittisintä osaa eli olka-akselia pitää ottaa huomioon se, että pystyvoima kumoaa sivuttaisvoiman vaikutusta, koska momentit vaikuttavat vastakkaisiin suuntiin. Tästä syystä pystyvoimana ei voida käyttää kuormituskertoimella vahvistettua arvoa, vaan sitä arvoa, joka todellisuudessa vastaa tarkasteltavaa sivuttaisvoimaa. Ajettaessa kaarteessa lepokitkakertoimella $\mu = 0,60$ (keskeiskiihtyvyys $5,9 \text{ m / s}^2$) kuormitukset rajoittuvat kohdan 2.1.3. mukaisesti seuraaviin arvoihin, kun jarrutusta ei suoriteta ajon aikana:

$$F_h = 59,6 \text{ kN}$$

$$F_s = \mu \cdot F_h = 35,8 \text{ kN}$$

$$M_s = F_s \cdot 0,562 \text{ m} = 20,1 \text{ kNm}$$

Sivuttaisvoiman aiheuttamalla normaalijännityksellä ei ole käytännössä mitään merkitystä, koska akselin tyvi ja laakerit (tai välirengas) muotoillaan normaalisti sellaisiksi, ettei sivuttaisvoiman rasitus kohdistu samaan kohtaan, mihin suurin taivutusjännitys kohdistuu. Voima vaikuttaa akselin tyvipyöristyksen ulkopuolelle ja lisäksi sen aiheuttama jännitys on merkitykseltään pieni. Sivuttaisvoiman momentti aiheuttaa akselin alareunaan jännityksen

$$\sigma_{t1} = -20,1 \cdot 10^3 \text{ Nm} / W_t = -2,01 \cdot 10^4 \text{ Nm} / (\pi d^3 / 32) = -2,047 \cdot 10^5 \text{ Nm} / d^3$$

Pystyvoiman momentti $M_h = 59,6 \text{ kN} \cdot 0,044 \text{ m} = 2,622 \text{ kNm}$ aiheuttaa jännityksen

$$\sigma_{t2} = 2,622 \cdot 10^3 \text{ Nm} / (\pi d^3 / 32) = 2,671 \cdot 10^4 \text{ Nm} / d^3$$

Pystyvoiman ja sivuttaisvoiman momentit vaikuttavat vastakkaisiin suuntiin, joten niiden aiheuttamat jännitykset kumoavat toisiaan. Kokonaisjännitykseksi muodostuu

$$\sigma_{\text{kok}} = \sigma_{t12} = \sigma_{t2} + \sigma_{t1} = (2,671 - 20,47) \cdot 10^4 \text{ Nm} / d^3 = -17,80 \cdot 10^4 \text{ Nm} / d^3$$

Pystyvoiman aiheuttamalle leikkausjännitykselle saadaan lauseke

$$\tau_1 = 59,6 \cdot 10^3 \text{ N} / (\pi \cdot d^2 / 4) = 7,589 \cdot 10^4 \text{ N} / d^2$$

Vertailujännitys muodostuu seuraavanlaiseksi

$$\sigma_{\text{VEH}} = ((\sigma_{\text{kok}})^2 + 3 \cdot (\tau_1)^2)^{1/2} = ((-17,80 \cdot 10^4 \text{ Nm} / d^3)^2 + 3 \cdot (7,589 \cdot 10^4 \text{ N} / d^2)^2)^{1/2}$$

Liitteessä 4 on esitetty vertailujännityksen riippuvuus akselin halkaisijasta.

3.4.4. Jarrutustilanne kaarreaajossa lepokitkakertoimella 0,60

Ajettaessa kaarteessa lepokitkakertoimella $\mu = 0,60$ (keskeiskiihtyvyys $5,9 \text{ m / s}^2$) ja jarrutettaessa samalla äkkiä olka-akselin kuormitukset rajoittuvat kohtien 2.1.3. ja 3.1. mukaisesti arvoihin

Pystyvoima	$F_h = 59,6 \text{ kN}$
Sivuttaisvoima	$F_s = \mu \cdot F_h = 35,8 \text{ kN}$
Sivuttaisvoiman momentti	$M_s = F_s \cdot 0,562 \text{ m} = 20,1 \text{ kNm}$
Jarrutusvoima	$F_k = 22,44 \text{ kN}$
Nyökkäysvoima	$F_{n \text{ akselisto}} = 16,237 \text{ kN}$

Voimasuhde on $(F_{hu} / (F_{hu} + F_{hs})) \cdot 100 = 85,16$ ajettaessa kitkakertoimella $\mu = 0,60$. Tällöin ulomman etupyörän osalle tulee etuakselin nyökkäysvoimasta

$$F_{hun} = 0,8516 \cdot 16,237 \text{ kN} = 13,83 \text{ kN, jolloin kokonaispystyvoima on}$$

$$F_{h \text{ kok}} = (59,6 + 13,83) \text{ kN} = 73,4 \text{ kN}$$

Sivuttaisvoiman aiheuttamalla normaalijännityksellä ei ole käytännössä mitään merkitystä, koska akselin tyvi ja laakerit (tai välirengas) muotoillaan normaalisti sellaisiksi, ettei sivuttaisvoiman rasitus kohdistu samaan kohtaan, mihin suurin taivutusjännitys kohdistuu. Voima vaikuttaa akselin tyvipyöristyneen ulkopuolelle ja lisäksi sen aiheuttama jännitys on hyvin pieni. Sivuttaisvoiman momentti aiheuttaa akselin alareunaan jännityksen

$$\sigma_{t1} = -20,1 \cdot 10^3 \text{ Nm} / W_t = -2,01 \cdot 10^4 \text{ Nm} / (\pi d^3 / 32) = -2,047 \cdot 10^5 \text{ Nm} / d^3$$

Pystyvoiman momentti $M_h = 73,4 \text{ kN} \cdot 0,044 \text{ m} = 3,230 \text{ kNm}$ aiheuttaa jännityksen

$$\sigma_{t2} = 3,230 \cdot 10^3 \text{ Nm} / (\pi d^3 / 32) = 3,290 \cdot 10^4 \text{ Nm} / d^3$$

Jarruvoiman taivutusmomentti $M_k = 22,44 \text{ kN} \cdot 0,044 \text{ m} = 9,874 \cdot 10^2 \text{ Nm}$, jolloin

$$\sigma_{t3} = 9,874 \cdot 10^2 \text{ Nm} / (\pi d^3 / 32) = 1,006 \cdot 10^4 \text{ Nm} / d^3$$

Pystyvoiman ja sivuttaisvoiman momentit vaikuttavat vastakkaisiin suuntiin, joten niiden aiheuttamat jännitykset kumoavat toisiaan. Kokonaisjännitykseksi muodostuu

$$\sigma_{t12} = \sigma_{t2} + \sigma_{t1} = (3,290 - 20,47) \cdot 10^4 \text{ Nm} / d^3 = - 17,18 \cdot 10^4 \text{ Nm} / d^3$$

Tämä yhdessä jarrujännityksen kanssa tuottaa kokonaisjännityksen

$$\sigma_{\text{kok}} = ((\sigma_{t12})^2 + (\sigma_{t3})^2)^{1/2} = 17,21 \cdot 10^4 \text{ Nm} / d^3$$

Tässä tapauksessa sivuttaisvoima on niin hallitseva, ettei jarruvoimalla ole käytännössä mitään merkitystä. Leikkausjännityksille saadaan seuraavat lausekkeet

$$\text{Pystyvoima:} \quad \tau_1 = 73,4 \cdot 10^3 \text{ N} / (\pi \cdot d^2 / 4) = 9,346 \cdot 10^4 \text{ N} / d^2$$

$$\text{Jarruvoima:} \quad \tau_2 = 22,44 \cdot 10^3 \text{ N} / (\pi \cdot d^2 / 4) = 2,857 \cdot 10^4 \text{ N} / d^2$$

Yhdistetty leikkausjännitys on

$$\tau = ((\tau_1)^2 + (\tau_2)^2)^{1/2} = (87,35 \cdot 10^8 + 8,162 \cdot 10^8)^{1/2} \text{ N} / d^2 \quad \text{eli}$$

$$\tau = (95,51 \cdot 10^8)^{1/2} \text{ N} / d^2 = 9,773 \cdot 10^4 \text{ N} / d^2$$

Vertailujännitys muodostuu seuraavanlaiseksi:

$$\sigma_{\text{VVEH}} = ((\sigma_{\text{kok}})^2 + 3 \cdot (\tau)^2)^{1/2} = ((17,21 \cdot 10^4 \text{ Nm} / d^3)^2 + 3 \cdot (9,773 \cdot 10^4 \text{ N} / d^2)^2)^{1/2}$$

Liitteessä 5 on esitetty vertailujännityksen riippuvuus akselin halkaisijasta. Liitteissä 6–8 on lisäksi nähtävissä jännitys halkaisijan funktiona lepokitkakertoimen ollessa 0,75 ja 0,85. Jälkimmäinen arvo vallitsee auton kaatumisrajalla.

3.4.5. Olka-akselin jännitykset kaatumistilanteessa

Luvussa 3.2. ja kuvassa 19 olivat esillä naparakenteen kuormitukset kaatumistilanteessa. Tällöin saatiin kuormituksille seuraavat kallistumiskulmasta riippuvat lausekkeet:

$$F_h' = (\cos(\alpha - 50^\circ) - \cot \alpha \cdot \sin(\alpha - 50^\circ)) \cdot 70 \text{ kN}$$

$$F_s' = (\sin(\alpha - 50^\circ) + \cot \alpha \cdot \cos(\alpha - 50^\circ)) \cdot 70 \text{ kN}$$

$$M_t' = ((\sin(\alpha - 50^\circ) + \cot \alpha \cdot \cos(\alpha - 50^\circ)) \cdot 0,562 + \\ - (\cos(\alpha - 50^\circ) - \cot \alpha \cdot \sin(\alpha - 50^\circ)) \cdot 0,044) \cdot 70 \text{ kNm}$$

Kun $\alpha > 90^\circ$, pätevät seuraavat kaavat:

$$F_h' = (\cos(\alpha - 50^\circ)) \cdot 70 \text{ kN}$$

$$F_s' = (\sin(\alpha - 50^\circ)) \cdot 70 \text{ kN}$$

$$M_t' = ((\sin(\alpha - 50^\circ) \cdot 0,562 - \cos(\alpha - 50^\circ) \cdot 0,044) \cdot 70 \text{ kNm}$$

Momentista johtuva olka-akselin taivutusjännitys on

$$\sigma_t = M_t' / W_t = M_t' / (\pi d^3 / 32)$$

Pystyvoiman aiheuttama leikkausjännitys on

$$\tau_l = F_h' / (\pi \cdot d^2 / 4)$$

Vertailujännitys muodostuu seuraavanlaiseksi

$$\sigma_{VVEH} = ((\sigma_t)^2 + 3 \cdot (\tau_l)^2)^{1/2}, \text{ joten}$$

$$\sigma_{VVEH} = ((M_t' / (\pi d^3 / 32))^2 + 3 \cdot (F_h' / (\pi \cdot d^2 / 4))^2)^{1/2}$$

Kun akselin halkaisijana käytetään 75 mm:ä, saadaan lauseke muotoon

$$\sigma_{VVEH} = ((24144 \cdot M_t')^2 + 3 \cdot (226 \cdot F_h')^2)^{1/2}$$

Akseli halkaisijaa 80 mm edustaa puolestaan lauseke

$$\sigma_{VVEH} = ((19894 \cdot M_t')^2 + 3 \cdot (199 \cdot F_h')^2)^{1/2}$$

Akseli halkaisijalla 85 mm lauseke on muotoa

$$\sigma_{VVEH} = ((16586 \cdot M_t')^2 + 3 \cdot (176 \cdot F_h')^2)^{1/2}$$

Liitteissä 9, 10 ja 11 on esitetty eri halkaisijoita vastaavat jännityskaaviot, joista ilmenee vertailujännityksen riippuvuus auton kallistumiskulmasta.

3.4.6. Olka-akselin ulkopään jännitykset

Kuten kohdan 3.1. perusteella tiedetään, olka-akselin tyven taivutusmomentti on suurimmillaan noin 30 kNm ja se on pääosin (yli 90%) sivuttaisvoiman aiheuttama. Tämä momentti välittyy olka-akseliin laakerien kautta voimaparina. Laakerien sisäkehien keskipisteiden välinen etäisyys on noin 124 mm, joten voimien suuruus on siten tämän momentin yhteydessä

$$F = 30 \text{ kNm} / 0,124 \text{ m} = 241,9 \text{ kN}$$

Momentti esiintyy kaatumistilanteen lähellä, jolloin pystyvoima on 70 kN eli akseli-kuorma on kokonaan ulomman pyörän varassa. Pystyvoiman kuormituslinja on kuitenkin niin lähellä sisempää laakeria, että se ei kovin merkittävästi vähennä tätä pääosin sivuttaisvoiman momentista johtuvaa kuormitusta ulomman laakerin kohdalla. Pelkän sivuttaisvoiman aiheuttama momentti pyörän keskiössä on 33,7 kNm.

Olka-akselin ulompi pää on halkaisijamitaltaan noin 58 mm. Koska sivuttaisvoima kumoutuu olka-akselin tyveen, ei akselin ulommalla päällä ole muita kuormituksia kuin tämä taivuttava voima. Leikkausjännitys akselin ulommassa päässä on

$$\tau = 242 \text{ kN} / (\pi \cdot 58^2 \text{ mm}^2 / 4) = 91,59 \text{ MPa}$$

Vertailujännityksenä tämä leikkausjännitys on suuruusluokkaa

$$\sigma_{VVEH} = (3 \cdot \tau^2)^{0,5} = 159 \text{ MPa}$$

Kaatumisen loppuvaiheessa sivuttaismomentti kohoaa lähelle arvoa

$$M_s = F_s \cdot 0,562 \text{ m} = 70 \text{ kN} \cdot 0,562 \text{ m} = 39,34 \text{ kNm}$$

Muita kuormituksia ei akselissa tällöin ole, joten voimaparin suuruus on

$$F = 39,34 \text{ kNm} / 0,124 \text{ m} = 317,3 \text{ kN ja vastaava leikkausjännitys on}$$

$$\tau = 317 \text{ kN} / (\pi \cdot 58^2 \text{ mm}^2 / 4) = 120 \text{ MPa}$$

Vertailujännityksenä tämä leikkausjännitys vastaa vetojännitystä

$$\sigma_{VVEH} = (3 \cdot \tau^2)^{0,5} = 208 \text{ MPa}$$

Kuvan 15 perusteella kaarreajossa sisemmän pyörän akselin kuormitus on sivuttaisvoiman ja taivutusmomentin osalta suurimmillaan kitkakertoimella $\mu = 0,4$. Tällöin kuormitukset akselin ulkopäässä ovat

$$\text{Sivuttaisvoima } F_{ss} = 7,5 \text{ kN}$$

$$\text{Pysty- ja sivuttaisvoiman yhteismomentti } M_s = 5 \text{ kNm}$$

(sisäpyörässä pysty- ja sivuttaisvoiman momentti on samansuuntainen)

Momentti aiheuttaa voimaparin

$$F = 5 \text{ kNm} / 0,124 \text{ m} = 40,32 \text{ kN, joka synnyttää leikkausjännityksen}$$

$$\tau = 40,32 \text{ kN} / (\pi \cdot 58^2 \text{ mm}^2 / 4) = 15,26 \text{ MPa}$$

Sivuttaisvoima esiintyy tässä tapauksessa vetojännityksenä. Normaalijännitykselle ja vertailujännitykselle saadaan arvot

$$\sigma = 7500 \text{ N} / (\pi \cdot 58^2 \text{ mm}^2 / 4) = 2,84 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VVEH} = (\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2)^{0,5} = 26 \text{ MPa}$$

3.4.7. Olka-akselin akseliosan taipumat eri kuormituksilla

Taipuma tasapaksulle ulokepalkille saadaan kaavasta (Outinen & Salmi 2004, Taulukko 1, sivu 443)

$$\delta = (F \cdot L^3) / (3 \cdot E \cdot I), \text{ jossa}$$

δ on taipuma, F on taivuttava pistevoima, L on palkin pituus,
 E on kimmomoduli (210 GPa) ja I on palkin taivutusneliömomentti

Akselin pituus ulomman laakerin keskikohdasta akselin tyveen on noin 150 mm. Taivutusneliömomentti saadaan kaavasta

$$I = \pi \cdot r^4 / 4$$

Taipuman arvioiminen akselille on hankalaa sikäli, että sen halkaisija vaihtelee; akselin ulkopään säde on 29 mm ja tyvipään säde puolestaan on 38 mm.

Taipuman kaava voidaan kirjoittaa muotoon

$$\delta = (F \cdot 150^3 \text{ mm}^5) / (3 \cdot 210 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \pi \cdot r^4 / 4) \quad \text{eli}$$

$$\delta = (F \cdot 6,821 \text{ mm}^5) / (N \cdot r^4)$$

Mikäli akselin halkaisija olisi 29 mm koko pituudeltaan, saataisiin taipuma kaavalla

$$\delta = (F \cdot 9,644 \cdot 10^{-6} \text{ mm}) / (N)$$

Mikäli akselin halkaisija olisi 38 mm koko pituudeltaan, saataisiin taipuma kaavalla

$$\delta = (F \cdot 3,271 \cdot 10^{-6} \text{ mm}) / (N)$$

Näillä kaavoilla taipuman arviointi on vaikeaa, koska pienempi halkaisija antaa taipumalle kolminkertaisen arvon suurempaan verrattuna. Yritetään siksi jakaa kartiomainen akseli kahteen erihalkaisijaiseen osaan, jolloin päästään tarkempaan arvioon taipumasta.

Valitaan suurempihalkaisijaisen akselin pituudeksi 90 mm (raja keskellä kartiomaisesta osaa) ja pienempihalkaisijaisen pituudeksi 60 mm. Olka-akselin taipuma koostuu silloin kolmesta eri komponentista δ_1 , δ_2 , ja δ_3 . (Outinen & Salmi 2004, Esimerkki 1, sivu 212). Paksumman osan taipumaksi muodostuu

$$\begin{aligned}\delta_1 &= (F \cdot 90^3 \text{ mm}) / (3 \cdot 210 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \pi \cdot 38^4 / 4) + \\ &+ (F \cdot 60 \cdot 90^2 \text{ mm}) / (2 \cdot 210 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \pi \cdot 38^4 / 4) \text{ eli} \\ \delta_1 &= (F \cdot 1,413 \cdot 10^{-6} \text{ mm}) / (N)\end{aligned}$$

Suuntakulma tämän paksumman akseliosan päässä saadaan lausekkeesta

$$\begin{aligned}\beta &= (F \cdot 90^2) / (2 \cdot 210 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \pi \cdot 38^4 / 4) + \\ &+ (F \cdot 60 \cdot 90) / (210 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \pi \cdot 38^4 / 4) \text{ eli} \\ \beta &= (F \cdot 2,748 \cdot 10^{-8}) / (N)\end{aligned}$$

Suuntakulmasta johtuva akselin pään taipuma on

$$\delta_2 = \beta \cdot 60 \text{ mm} = (F \cdot 1,649 \cdot 10^{-6} \text{ mm}) / (N)$$

Akselin ohuemman pään taipuma saadaan lausekkeesta

$$\begin{aligned}\delta_3 &= (F \cdot 60^3 \text{ mm}) / (3 \cdot 210 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \pi \cdot 29^4 / 4) \text{ eli} \\ \delta_3 &= (F \cdot 6,172 \cdot 10^{-7} \text{ mm}) / (N)\end{aligned}$$

Kun lasketaan yhteen taipumat δ_1 , δ_2 , ja δ_3 , saadaan kokonaistaipumalle lauseke

$$\delta_{\text{kok}} = (F \cdot 3,679 \cdot 10^{-6} \text{ mm}) / (N)$$

Kuten luvussa 3.4.6. todettiin, momentti on kaarreaajossa suurimmillaan noin 30 kNm, jolloin akselin päähän kohdistuu kuormitus 241,9 kN. Akselin taipuma on tällöin

$$\delta_{\text{kok}} = (241,9 \text{ kN} \cdot 3,679 \cdot 10^{-6} \text{ mm}) / (N) = 0,89 \text{ mm}$$

Kaatumisen loppuvaiheessa akselin pään kuormitus kohoaa arvoon 39,34 kNm, jolloin siihen kohdistuu 317,3 kN:n voima. Akselin taipuma on silloin

$$\delta_{\text{kok}} = (317,3 \text{ kN} \cdot 3,679 \cdot 10^{-6} \text{ mm}) / (N) = 1,17 \text{ mm}.$$

3.5. Olkapään keskikohdan jännitystarkastelu

3.5.1. Poikkipintasuureet

Olkanivelen keskikohtaan kiinnitetään olkatappi yleensä kiilamaisen kyljen omaavan pultin avulla. Olkatappiin jyrksitään pultin kohdalle tasopinta, jota vasten pultin kiilaosa kiristetään.

Mikäli käytetään suoraa olka-akselia, olkatapin kiinnitys tulee olka-akseliin. Jos taas käytössä on haarukkamallinen olka-akseli, niin olkatapin kiinnitys sijoitetaan pystytukivarteen. Seuraavassa tarkastellaan kuormitusta olka-akselin kannalta eli olka-akselin oletetaan olevan suora.

Suoran olka-akselin (käänteinen olkapäärakenne, kuva 23) korkeudeksi olkatapin kohdalla on valittu 125 mm, olkatapin paksuudeksi 50 mm ja olka-akselin leveydeksi 100 mm. Jännitystä kantava pinta-ala olkatapin molemmin puolin on siten kaksi suorakulmaisen särmiön muotoista pintaa, joiden pinta-ala on $25 \cdot 125 \text{ mm}^2$. Haaramalliseen olka-akseliin nämä olkanivelen keskikohdan jännitykset eivät kohdistu, vaan pystytukivarteen kiinnitetty holkki kantaa kuormitukset. Edellä mainitun poikkileikkauspinnan taivutusvastus pystysuuntaiselle taivutukselle on

$$W_{t1} = (b_1 \cdot h_1^2) / 6 = (50 \cdot 125^2) \text{ mm}^3 / 6 \quad \text{eli}$$

$$W_{t1} = 1,302 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 = 1,302 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Vaakasuuntaiselle taivutukselle taivutusvastus on

$$W_{t2} = ((b_2 \cdot h_2^3) / 12 - (b_2 \cdot h_3^3) / 12) / (h_2 / 2) \quad \text{eli}$$

$$W_{t2} = (((125 \cdot 100^3) / 12 - (125 \cdot 50^3) / 12) / 50) \text{ mm}^3 \quad \text{eli}$$

$$W_{t2} = 9,115 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 = 9,115 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

3.5.2. Kuormitukset:

Olkatapin keskikohdan etäisyys renkaan keskilinjasta on 165 mm, joten pystyvoiman aiheuttama momentti sen ympäri on

$$M_h = F_h \cdot 0,165 \text{ m}$$

Mitoituskuormituksella 120 kN momentin arvo on

$$M_H = F_H \cdot 0,165 \text{ m} = 19,8 \text{ kNm.}$$

Lisäksi pystyvoimasta aiheutuu leikkausjännitys. Jarrutusvoima aiheuttaa leikkausjännityksen lisäksi taivutusmomentin, jonka momenttivarsi on nivelen keskipisteeseen nähden yhtä pitkä kuin pystyvoimalla, joten

$$M_k = F_k \cdot 0,165 \text{ m} = 22,44 \text{ kN} \cdot 0,165 \text{ m} = 3,7 \text{ kNm}$$

Jarrutusmomentti puolestaan aiheuttaa olka-akseliin vääntömomentin

$$M_{kv} = 12,61 \text{ kNm}$$

Sivuttaisvoima aiheuttaa nivelen kohtaan normaalivoiman F_s ja taivutusmomentin

$$M_s = F_s \cdot 0,562 \text{ m}$$

Jarrutusvoiman aiheuttama taivutusmomentti kumotaan raidetangon vivun avulla, jolloin myös vipuvoima kohdistuu olka-akseliin. Sen suunta on kuitenkin olka-akselin suuntainen ja voima kohdistuu olkatappiin pintapaineena eikä siten aiheuta jännityksiä olka-akselin kapeimpaan kohtaan. Siksi se on jätetty seuraavista kuormitustarkasteluista pois. Raidevivun pituus on 300 mm, joten vipuvoimaksi jarrutustilanteessa muodostuu

$$F_r = 3,7 \text{ kNm} / 0,3 \text{ m} = 12,3 \text{ kN}$$

Tämä voima kohdistuu siis olka-akselin takapäähän aiheuttaen olkatapin kokoiselle ta-sopinnalle paineen

$$P_k = 12,3 \text{ kN} / 6250 \text{ mm}^2 = 1,97 \text{ MPa.}$$

Seuraavissa kohdissa tarkastellaan kuormituksia ja niistä aiheutuvia jännityksiä erilaisissa kuormitustilanteissa.

3.5.3. Jarrutustilanne suoralla tiellä ajettaessa

Kuormittavia voimia ovat pystyvoima ja jarrutusvoima. Pystyvoimasta puolet kohdistuu olka-akselin kapeimpaan kohtaan, joten sen aiheuttama leikkausjännitys on

$$\tau_H = (120 \text{ kN} / 2) / 6250 \text{ mm}^2 = 9,6 \text{ MPa}$$

Pystyvoiman momentista aiheutuu akselin alapintaan vetojännitys

$$\sigma_h = M_H / W_{t1} = 19,8 \text{ kNm} / (1,302 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3) = 152,1 \text{ MPa}$$

Jarrutusvoima aiheuttaa olka-akselin kapeimpaan kohtaan leikkausjännityksen

$$\tau_k = (22,44 \text{ kN} / 2) / (6250 \text{ mm}^2 / 2) = 3,590 \text{ MPa}$$

sekä taivutusmomentin, josta aiheutuu jännitys

$$\sigma_k = M_k / W_{t2} = 3,7 \text{ kNm} / 9,115 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 0,406 \text{ MPa}$$

Jarrutuksen vääntömomentti kumoutuu olkatappiin, joten väännön aiheuttama leikkausjännitys ei jakaudu tasaisesti olka-akselin leikkauspinnalle. Oletetaan olkatapin aiheuttavan olka-akseliin väännön, jota voidaan kuvata voimaparilla, jonka momenttivarsi on puolet olka-akselin korkeudesta eli 63 mm. Oletetaan edelleen, että voimaparista johtuen vain puolet olkatapin kohdalla olevasta pinta-alasta kantaa leikkausta. Kapeimman leikkauspinnan yli välittyy puolet momentista. Voimaparin voimien suuruus on

$$F_v = M_{kv} / 0,063 \text{ m} = 12,61 \text{ kNm} / 0,063 \text{ m} = 200,2 \text{ kN}$$

Koska puolet momentista välittyy kapean kohdan yli, voidaan käyttää voimalle arvoa 100,1 kN. Kun tämä jaetaan olka-akselin katkaisukohdan neljännekselle, saadaan jännitys

$$\tau_{kv} = F_v / (2 \cdot (0,063 \cdot 0,025) \text{ m}^2) = 100,1 \text{ kN} / (1,575 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2) \text{ eli}$$

$$\tau_{kv} = 63,56 \text{ MPa}$$

Lasketavan perusteella tämä on karkea arvio jännityksen suuruudesta.

Jännityksen suunnan voidaan olettaa olevan vaakasuora eli jarrutusvoiman aiheuttaman leikkausjännityksen suuntainen. Jarrutusvoiman aiheuttamaksi kokonaisleikkausjännitykseksi voidaan siis arvioida

$$\tau_{k \text{ kok}} = \tau_k + \tau_{kv} = (3,590 + 63,56) \text{ MPa} = 67,15 \text{ MPa}$$

Kokonaisleikkausjännitykseksi saadaan

$$\tau_{\text{kok}} = ((\tau_{\text{k kok}})^2 + (\tau_{\text{H}})^2)^{0,5} = ((67,15)^2 + (9,6)^2)^{0,5} \text{ MPa} = 67,83 \text{ MPa}$$

Kokonaistaivutusjännitys on suurimmillaan akselin kulmassa, jolloin

$$\sigma_{\text{kok}} = \sigma_{\text{h}} + \sigma_{\text{k}} = (152,1 + 0,406) \text{ MPa} = 152,5 \text{ MPa}$$

Suoran olka-akselin vertailujännitykseksi olkanivelen keskikohdalla saadaan

$$\sigma_{\text{VVEH}} = ((\sigma_{\text{kok}})^2 + 3 \cdot (\tau_{\text{kok}})^2)^{0,5} = ((152,5)^2 + 3 \cdot (67,83)^2)^{0,5} \text{ MPa} \quad \text{eli}$$

$$\sigma_{\text{VVEH}} = 192,5 \text{ MPa}$$

3.5.4. Kaarreajo lepokitkakertoimella 0,60

Kaarreaajossa lepokitkakertoimella 0,60 suoraa olka-akselia kuormittavat voimat olkanivelen keskikohdalla ovat

$$F_{\text{h}} = 59,6 \text{ kN}$$

$$F_{\text{s}} = \mu \cdot F_{\text{h}} = 35,8 \text{ kN}$$

$$M_{\text{s}} = F_{\text{s}} \cdot 0,562 \text{ m} = 20,1 \text{ kNm}$$

Olkatapin keskikohdan etäisyys renkaan keskilinjasta on 165 mm

Poikkipintasuurteet tarkasteltavassa poikkileikkauksessa ovat:

$$A = 6250 \text{ mm}^2$$

$$W_{\text{t1}} = 1,302 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 = 1,302 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$W_{\text{t2}} = 9,115 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 = 9,115 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Pystyvoima aiheuttaa leikkausjännityksen

$$\tau_{\text{h}} = (59,6 \text{ kN} / 2) / 6250 \text{ mm}^2 = 4,768 \text{ MPa}$$

ja sen taivutusmomentista

$$M_{\text{h}} = F_{\text{h}} \cdot 0,165 \text{ m} = 59,6 \text{ kN} \cdot 0,165 \text{ m} = 9,834 \text{ kNm}$$

aiheutuu taivutusjännitys

$$\sigma_h = M_h / W_{tl} = 9,834 \text{ kNm} / (1,302 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3) = 75,53 \text{ MPa}.$$

Sivuttaisvoiman olkatappiin aiheuttama pintapaine (tasoon projisoituna) on

$$p_s = 35,8 \text{ kN} / 6250 \text{ mm}^2 = 5,728 \text{ MPa}$$

Sivuttaisvoima purkautuu normaalivoimana olkatappiin, joten se ei aiheuta jännitystä enää olkatapin halkaisijan kohdalle ja voidaan siten arvotaankin pienenä jättää pois laskelmista. Sen sijaan sivuttaisvoiman momentti aiheuttaa olka-akseliin taivutusjännityksen

$$\sigma_s = M_s / W_{tl} = 20,1 \text{ kNm} / (1,302 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3) = 154,4 \text{ MPa}$$

Sivuttaisvoiman ja pystyvoiman aiheuttamat momentit vaikuttavat vastakkaissuuntaisesti, joten kokonaistaivutusjännitys on

$$\sigma_{\text{kok}} = \sigma_s - \sigma_h = (154,4 - 75,53) \text{ MPa} = 78,87 \text{ MPa}$$

Vertailujännitykseksi suoran olka-akselin kapeimmassa kohdassa olkanivelen keskikohdassa saadaan

$$\sigma_{\text{VVEH}} = ((\sigma_{\text{kok}})^2 + 3 \cdot (\tau_h)^2)^{0,5} = (((78,87)^2 + 3 \cdot (4,768)^2)^{0,5}) \text{ MPa} \quad \text{eli}$$

$$\sigma_{\text{VVEH}} = 79,30 \text{ MPa}$$

3.5.5. Jarrutustilanne ajettaessa kaarteessa lepokitkakertoimella 0,60

Kuormittavat voimat ovat nyt

Pystyvoima	$F_h = 59,6 \text{ kN}$
Sivuttaisvoima	$F_s = \mu \cdot F_h = 35,8 \text{ kN}$
Sivuttaisvoiman momentti	$M_s = F_s \cdot 0,562 \text{ m} = 20,1 \text{ kNm}$
Jarrutusvoima	$F_k = 22,44 \text{ kN}$
Jarrutusmomentti	$M_{kv} = F_k \cdot 0,562 \text{ m} = 12,61 \text{ kNm}$
Nyökkäysvoima	$F_{n \text{ akselisto}} = 16,237 \text{ kN}$

Voimasuhde $(F_{hu} / (F_{hu} + F_{hs})) \cdot 100 = 85,16$ ajettaessa kitkakertoimella $\mu = 0,60$ (luku 3.1., kuva 14). Tällöin ulomman etupyörän osalle tulee etuakselin nyökkäysvoimasta

$$F_{hun} = 0,8516 \cdot 16,237 \text{ kN} = 13,83 \text{ kN}, \text{ jolloin kokonaispystyvoimaksi muodostuu}$$

$$F_{h\text{ kok}} = (59,6 + 13,83) \text{ kN} = 73,4 \text{ kN}$$

Pystyvoiman aiheuttama leikkausjännitys on

$$\tau_{h\text{ kok}} = (73,4 \text{ kN} / 2) / 6250 \text{ mm}^2 = 5,872 \text{ MPa}$$

Pystyvoimasta aiheutuva taivutusmomentti on

$$M_{h\text{ kok}} = F_{h\text{ kok}} \cdot 0,165 \text{ m} = 73,4 \text{ kN} \cdot 0,165 \text{ m} = 12,111 \text{ kNm}.$$

Tämä aiheuttaa taivutusjännityksen

$$\sigma_h = M_{h\text{ kok}} / W_{t1} = 12,111 \text{ kNm} / (1,302 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3) = 93,02 \text{ MPa}$$

Sivuttaisvoima aiheuttaa saman taivutusjännityksen kuin suoralla ajossa eli

$$\sigma_s = M_s / W_{t1} = 20,1 \text{ kNm} / (1,302 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3) = 154,4 \text{ MPa}$$

Jarrutusvoima aiheuttaa leikkausjännityksen

$$\tau_k = (22,44 \text{ kN} / 2) / (6250 \text{ mm}^2 / 2) = 3,590 \text{ MPa}$$

sekä taivutusmomentin, josta aiheutuu jännitys

$$\sigma_k = M_k / W_{t2} = 3,7 \text{ kNm} / (9,115 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3) = 0,406 \text{ MPa}$$

Lisäksi jarrutusvoiman vääntömomentti M_{kv} aiheuttaa olka-akseliin saman leikkausjännityksen kuin suoralla ajossa eli

$$\tau_{kv} = 63,56 \text{ MPa}.$$

Jarrutuksesta aiheutuva kokonaisleikkausjännitys on

$$\tau_{k\text{ kok}} = \tau_k + \tau_{kv} = (3,590 + 63,56) \text{ MPa} = 67,15 \text{ MPa}$$

Yhdistetyksi leikkausjännitykseksi saadaan

$$\tau_{\text{kok}} = ((\tau_{k\text{ kok}})^2 + (\tau_{h\text{ kok}})^2)^{0,5} = ((67,15)^2 + (5,872)^2)^{0,5} \text{ MPa} = 67,41 \text{ MPa}.$$

Pystyvoiman ja sivuttaisvoiman aiheuttamat taivutusjännitykset kumoavat toisiaan ja jarruvoimasta aiheutuva taivutusjännitys taas lisää suoraan kokonaisjännitystä, joten

$$\sigma_{\text{kok}} = \sigma_s - \sigma_h + \sigma_k = (154,4 - 93,02 + 0,406) \text{ MPa} = 61,79 \text{ MPa}$$

Vertailujännitykseksi suoran olka-akselin kapeimmalla kohdalla olkanivelen keskikohdassa saadaan

$$\sigma_{\text{VVEH}} = ((\sigma_{\text{kok}})^2 + 3 \cdot (\tau_{\text{kok}})^2)^{0,5} = ((61,79)^2 + 3 \cdot (67,41)^2)^{0,5} = 132,1 \text{ MPa}$$

3.5.6. Suoran olka-akselin jännitys kaatumisen lopussa

Selvitetään vielä suoran olka-akselin jännitys olkanivelen keskikohdassa kaatumisen lopussa, jolloin ainoa vaikuttava voima on sivuttaisvoima, jolla on arvo

$$F_s = \text{sivuttaisvoima} = 70 \text{ kN}$$

$$M_s = \text{sivuttaisvoiman momentti} = F_s \cdot 0,562 \text{ m} = 39,34 \text{ kNm}$$

Sivuttaisvoiman olkatappiin aiheuttama pintapaine (tasoon projisoituna) on

$$p_s = 70 \text{ kN} / 6250 \text{ mm}^2 = 11,20 \text{ MPa}$$

Sivuttaisvoima purkautuu pintapaineena olkatappiin, joten se ei aiheuta jännitystä enää olkatapin halkaisijan kohdalle ja voidaan siten arvoltaan pienenä jättää pois laskelmista. Sen sijaan sivuttaisvoiman momentti aiheuttaa olka-akseliin taivutusjännityksen

$$\sigma_s = M_s / W_{tl} = 39,34 \text{ kNm} / (1,302 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3) = 302,2 \text{ MPa}$$

3.6. Olkapään haarojen jännitystarkastelu

3.6.1. Poikkipintasuureet

Käytettävissä oleva tila huomioiden haarukkamallisen olka-akselin haarukkaväliksi olkatapin kohdalla on valittu 150 mm ja olkatapin paksuudeksi 50 mm. Liukulaakerien paksuus on 5 mm, joten olka-akselin reikien sisämitaksi muodostuu 60 mm. Haarukoiden ulkomitta on 84 mm ja korkeus 75 mm. Jännitystä kantava pinta-ala haarukan päissä olkatapin molemmin puolin on siten kaksi suorakulmaisen särmiön muotoista pintaa, joiden yhteispinta-ala on $2 \cdot 12 \cdot 75 \text{ mm}^2 = 2 \cdot 900 \text{ mm}^2$.

Alamaiseen haaraan kohdistuu jarrutusvoiman aiheuttama taivutusmomentti vaakasuuntaan. Olkatapin kohdalla olevassa poikkileikkauspinnassa vaakasuuntainen taivutusvastus on

$$W_{tk} = ((b_2 \cdot h_2^3) / 12 - (b_2 \cdot h_3^3) / 12) / (h_2 / 2) \quad \text{eli}$$

$$W_{tk} = (((75 \cdot 84^3) / 12 - (75 \cdot 60^3) / 12) / 42) \text{ mm}^3 \quad \text{eli}$$

$$W_{tk} = 5,606 \cdot 10^4 \text{ mm}^3 = 5,606 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

3.6.2. Kuormitukset

Nämä laskelmat on tehty olettaen olkatapin olevan pystysuorassa. Näin ei todellisuudessa ole, vaan olkatapin yläpää on kallistettu auton keskilinjaan päin 5,5 astetta. Näin aiheutettu virhe on kuitenkin hyvin pieni. Olkatapin keskikohdan etäisyys renkaan keskilinjasta on 165 mm, joten pystyvoiman aiheuttama momentti sen ympäri on

$$M_h = F_h \cdot 0,165 \text{ m}$$

Mitoituskuormituksella 120 kN momentin arvo on $M_H = F_H \cdot 0,165 \text{ m} = 19,8 \text{ kNm}$. Pystyvoimasta aiheutuu leikkausjännitys, joka kohdistuu pelkästään alamaiseen haaraan. Jarrutusvoima aiheuttaa leikkausjännityksen lisäksi taivutusmomentin, jonka momentti-vasi on olkaniveleen keskipisteeseen nähden yhtä pitkä kuin pystyvoimalla eli 165 mm. Koska pyörät yhdistävä raidetanko on kiinnitetty alamaiseen haaraan olka-akselissa, kohdistuu jarrutusvoiman momentti pelkästään tähän. Tämän suuruus on

$$M_k = F_k \cdot 0,165 \text{ m} = 22,44 \text{ kN} \cdot 0,165 \text{ m} = 3,7 \text{ kNm}$$

Jarrutusmomentti puolestaan aiheuttaa olkaniveleen vääntömomentin

$$M_{kv} = 12,61 \text{ kNm}$$

Sivuttaisvoima aiheuttaa niveleen normaalivoiman F_s ja taivutusmomentin

$$M_s = F_s \cdot 0,562 \text{ m}$$

Seuraavissa kohdissa tarkastellaan kuormituksia ja niistä aiheutuvia jännityksiä olka-akselin alahaarassa erilaisissa kuormitustilanteissa.

3.6.3. Jarrutustilanne suoralla tiellä ajettaessa

Tarkastellaan jännityksiä olka-akselin alahaarassa olkatapin kohdalla. Kuormittavia voimia ovat pystyvoima ja jarrutusvoima. Pystyvoiman aiheuttama leikkausjännitys

kohdistuu pelkästään alahaaraan, josta voimavaikutus siirtyy painelaakerin kautta pystytukivarteen. Mikäli alahaaran yläpinta on jyrskitty kohtisuoraksi olkatappilinjaa vastaan, niin olkatapin kohdalla sijaitsevan poikkileikkauksen kautta kulkee puolet pystyvoimasta eli leikkausjännitys siinä on

$$\tau_H = (120 / 2) \text{ kN} / 1800 \text{ mm}^2 = 33,33 \text{ MPa}$$

Pystyvoiman momentista aiheutuu akselin haarukoihin voimapari, jonka momenttivarsi on 225 mm. Voimien suuruus on siten

$$F_{HH} = M_H / 0,225 \text{ m} = 19,8 \text{ kNm} / 0,225 \text{ m} = 88 \text{ kN}$$

Tämä aiheuttaa alahaaran poikkileikkauspintaan vetojännityksen

$$\sigma_H = F_{HH} / 1800 \text{ mm}^2 = 88 \text{ kN} / 1800 \text{ mm}^2 = 48,89 \text{ MPa}.$$

Jarrutusvoima kohdistuu molempien haarojen nivelpintoihin pintapaineena. Tässä on ajateltu, että puolet pintapaineen aiheuttamasta voimasta synnyttäisi leikkausjännitystä kapeimmassa kohdassa olka-akselin haaraa vain toisella puolella olkatappia. Todellisuudessa kapeimman kohdan yli ei kulje näin suurta leikkausvoimaa, koska myös olkatapin toisella puolella oleva leikkauspinta osallistuu kuorman kantamiseen. Tässä käytetty tapa antaa siis laskentaan lisävarmuutta. Näin menetellen leikkausjännitys on suuruudeltaan

$$\tau_k = (22,44 / 4) \text{ kN} / 900 \text{ mm}^2 = 6,23 \text{ MPa}$$

Jarrutusvoimasta aiheutuva taivutusmomentti kohdistuu kokonaisuudessaan alahaaraan ja aiheuttaa jännityksen

$$\sigma_k = M_k / W_{tk} = 3,7 \text{ kNm} / (5,606 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3) = 66,00 \text{ MPa}$$

Jarrutusmomentti kumoutuu olka-akselin haarojen kautta olkatappiin, joten momenttia voidaan kuvata voimaparilla, jonka momenttivarsi on 225 mm. Voiman arvo on tällöin

$$F_v = M_{kv} / 0,225 \text{ m} = 12,61 \text{ kNm} / 0,225 \text{ m} = 56,04 \text{ kN}$$

Kuten edellä jarruvoiman kohdalla, oletetaan tässäkin varmuuden vuoksi, että puolet voimasta aiheuttaa leikkausjännitystä kapeimmassa kohdassa. Tällöin voidaan käyttää voimalle arvoa 28,02 kN. Kun tämä jaetaan olka-akselin haaran toisen puolen leikkauspinnalle, saadaan jännitys

$$\tau_{kv} = (F_v / 2) / 900 \text{ mm}^2 = 28,02 \text{ kN} / 900 \text{ mm}^2 = 31,13 \text{ MPa}$$

Jännityksen suunta on alahaarassa jarrutusvoiman aiheuttaman leikkausjännityksen suuntainen. Jarruvoiman aiheuttama kokonaisleikkausjännitys on siis

$$\tau_{k\text{ kok}} = \tau_k + \tau_{kv} = (6,23 + 31,13) \text{ MPa} = 37,36 \text{ MPa}$$

Kokonaisleikkausjännitykseksi saadaan

$$\tau_{\text{kok}} = ((\tau_{k\text{ kok}})^2 + (\tau_H)^2)^{0,5} = ((37,36)^2 + (33,33)^2)^{0,5} \text{ MPa} = 50,07 \text{ MPa}$$

Vetojännitys on suurimmillaan alahaaran etureunalla, jossa

$$\sigma_{\text{kok}} = \sigma_H + \sigma_k = (48,89 + 66,00) \text{ MPa} = 114,89 \text{ MPa}$$

Vertailujännitykseksi saadaan

$$\sigma_{\text{VVEH}} = ((\sigma_{\text{kok}})^2 + 3 \cdot (\tau_{\text{kok}})^2)^{0,5} = ((114,89)^2 + 3 \cdot (50,07)^2)^{0,5} \text{ MPa} \quad \text{eli}$$

$$\sigma_{\text{VVEH}} = 143,9 \text{ MPa}$$

3.6.4. Jarrutustilanne kaarreaajossa kitkakertoimella 0,85

Tarkastellaan seuraavaksi olka-akselin kuormitusta jarrutustilanteessa lähellä kaatumista, jossa lepokitkakertoimen arvo on 0,85. Tällöin kuormitukset ovat:

$$F_h = \text{pystyvoima} = 70 \text{ kN}$$

$$F_s = \text{sivuttaisvoima} = 59,7 \text{ kN}$$

$$M_s = \text{sivuttaisvoiman momentti} = F_s \cdot 0,562 \text{ m} = 33,55 \text{ kNm}$$

$$F_k = \text{jarrutusvoima} = 22,44 \text{ kN}$$

$$F_{n\text{ akselisto}} = \text{nyökkäysvoima} = 16,237 \text{ kN}$$

Nyökkäysvoima tulee nyt kokonaan ulommalle pyörälle, joten

$$F_{h\text{ kok}} = (70 + 16,237) \text{ kN} = 86,24 \text{ kN}$$

Pystyvoimasta aiheutuu alahaaran nivelen kapeimpaan kohtaan leikkausjännitys

$$\tau_h = (86,24 / 2) \text{ kN} / 1800 \text{ mm}^2 = 23,96 \text{ MPa}$$

Pystyvoiman aiheuttama taivutusmomentti on suuruudeltaan

$$M_h = F_{h\text{ kok}} \cdot 0,165 \text{ m} = 14,23 \text{ kNm}$$

Jarrutusvoima kohdistuu molempien haarojen nivelpintoihin pintapaineena. Tässä on ajateltu, että puolet pintapaineen aiheuttamasta voimasta synnyttäisi leikkausjännitystä kapeimmassa kohdassa olka-akselin haaraa vain toisella puolella olkatappia. Todellisuudessa kapeimman kohdan yli ei kulje näin suurta leikkausvoimaa, koska myös olkatapin toisella puolella oleva leikkauspinta osallistuu kuorman kantamiseen. Tässä käytetty tapa antaa siis laskentaan lisävarmuutta. Näin menetellen leikkausjännitys on suuruudeltaan

$$\tau_k = (22,44 / 4) \text{ kN} / 900 \text{ mm}^2 = 6,23 \text{ MPa}$$

Jarrutusvoimasta aiheutuva taivutusmomentti kohdistuu kokonaisuudessaan alahaaraan ja aiheuttaa jännityksen

$$\sigma_k = M_k / W_{tk} = 3,7 \text{ kNm} / (5,606 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3) = 66,00 \text{ MPa}$$

Jarrutusmomentti kumoutuu olka-akselin haarojen kautta olkatappiin, joten momenttia voidaan kuvata voimaparilla, jonka momenttivarsi on 225 mm. Voiman arvo on tällöin

$$F_v = M_{kv} / 0,225 \text{ m} = 12,61 \text{ kNm} / 0,225 \text{ m} = 56,04 \text{ kN}$$

Kuten edellä jarruvoiman kohdalla, oletetaan tässäkin varmuuden vuoksi, että puolet voimasta aiheuttaa leikkausjännitystä kapeimmassa kohdassa. Tällöin voidaan käyttää voimalle arvoa 28,02 kN. Kun tämä jaetaan olka-akselin haaran toisen puolen leikkauspinnalle, saadaan jännitys

$$\tau_{kv} = (F_v / 2) / 900 \text{ mm}^2 = 28,02 \text{ kN} / 900 \text{ mm}^2 = 31,13 \text{ MPa}$$

Jännityksen suunta on alahaarassa jarrutusvoiman aiheuttaman leikkausjännityksen suuntainen. Jarruvoiman aiheuttama kokonaisleikkausjännitys on siis

$$\tau_{k\text{ kok}} = \tau_k + \tau_{kv} = (6,23 + 31,13) \text{ MPa} = 37,36 \text{ MPa}$$

Yhdistetyksi leikkausjännitykseksi alahaarassa saadaan

$$\tau_{k\text{ kok a}} = ((\tau_{k\text{ kok}})^2 + (\tau_h)^2)^{0,5} = ((37,36)^2 + (23,96)^2)^{0,5} \text{ MPa} = 44,38 \text{ MPa}$$

Sivuttaisvoiman ja pystyvoiman taivutusmomentit ovat vastakkaissuuntaisia, joten kokonaismomentiksi muodostuu (taivuttaa akselia alaspäin):

$$M_{\text{kok}} = M_s - M_h = (33,55 - 14,23) \text{ kNm} = 19,32 \text{ kNm}$$

Tämä kokonaismomentti aiheuttaa olka-akselin haaroihin voimaparin, jonka voimien suuruus on

$$F_{sh} = M_{kok} / 0,225 \text{ m} = 19,32 \text{ kNm} / 0,225 \text{ m} = 85,87 \text{ kN}$$

Sivuttaisvoima $F_s = 59,7 \text{ kN}$ jakautuu molemmille olka-akselin haaroille. Se vähentää ylähaaraan kohdistuvaa rasitusta, jolloin sen vetojännitykseksi muodostuu

$$\sigma_{sh y} = (F_{sh} - 29,85 \text{ kN}) / 1800 \text{ mm}^2 = 56,02 \text{ kN} / 1800 \text{ mm}^2 = 31,12 \text{ MPa}$$

Olka-akselin alahaaran olkatappiin kohdistuva puristusjännitys on puolestaan

$$\sigma_{sh a} = (F_{sh} + 29,85 \text{ kN}) / (75 \cdot 50 \text{ mm}^2) = 115,7 \text{ kN} / 3750 \text{ mm}^2 = 30,86 \text{ MPa}$$

Alamaisen haaran kapeimman kohdan jännityksiin tällä ei ole vaikutusta. Alahaarassa vetojännitys on suurimmillaan etureunalla, jossa jarrutusvoimasta johtuva taivutusmomentti aiheuttaa edellä lasketun jännityksen

$$\sigma_{kok a} = \sigma_k = 66,00 \text{ MPa}$$

Vertailujännitykseksi alahaaran etureunalla (autoon nähden) saadaan

$$\sigma_{VVEH} = ((\sigma_{kok a})^2 + 3 \cdot (\tau_{kok a})^2)^{0,5} = ((66,00)^2 + 3 \cdot (44,38)^2)^{0,5} \text{ MPa} \quad \text{eli}$$

$$\sigma_{VVEH} = 101,3 \text{ MPa}$$

Ylähaaraan leikkausjännitystä aiheuttavat jarrutusvoiman puolikas ja jarrutusmomentista aiheutuva voima. Nämä vaikuttavat vastakkaisiin suuntiin, joten kokonaisvoima on

$$F_{kok} = F_v - F_k / 2 = (56,04 - 22,44 / 2) \text{ kN} = 44,82 \text{ kN}$$

Tästä puolet eli 22,41 kN oletetaan kohdistuvan kapeimman kohdan leikkaukseen toisella puolella olkatappia. Leikkausjännitykseksi ylähaarassa muodostuu siten

$$\tau_{kok y} = 22,41 \text{ kN} / 900 \text{ mm}^2 = 24,9 \text{ MPa}$$

Ylähaaran kapean kohdan vetojännitys on

$$\sigma_{kok y} = \sigma_{sh y} = 31,12 \text{ MPa}$$

Vertailujännitykseksi ylähaaran takareunalla (autoon nähden) saadaan

$$\sigma_{VVEH} = ((\sigma_{kok y})^2 + 3 \cdot (\tau_{kok y})^2)^{0,5} = ((31,12)^2 + 3 \cdot (24,9)^2)^{0,5} \text{ MPa} \quad \text{eli}$$

$$\sigma_{VVEH} = 53,18 \text{ MPa}$$

3.6.5. Haarojen jännitykset kaatumisen lopussa

Selvitetään vielä jännitykset olka-akselin haaroissa kaatumisen lopussa, jolloin ainoa vaikuttava voima on sivuttaisvoima, jolla on arvo

$$F_s = \text{sivuttaisvoima} = 70 \text{ kN}$$

$$M_s = \text{sivuttaisvoiman momentti} = F_s \cdot 0,562 \text{ m} = 39,34 \text{ kNm}$$

Sivuttaisvoiman momentti aiheuttaa olka-akselin haaroihin voimaparin, jonka voimien suuruus on

$$F_{ss} = M_s / 0,225 \text{ m} = 39,34 \text{ kNm} / 0,225 \text{ m} = 174,8 \text{ kN}$$

Täten olka-akselin ylähaaran kapeimpaan kohtaan kohdistuva normaalivoima on

$$F_{ssy} = F_{ss} - F_s / 2 = 174,8 \text{ kN} - 35 \text{ kN} = 139,8 \text{ kN}$$

Tästä voimasta aiheutuu normaalijännitys

$$\sigma_{ssy} = F_{ssy} / 1800 \text{ mm}^2 = 139,8 \text{ kN} / 1800 \text{ mm}^2 = 77,67 \text{ MPa}$$

Alahaaraan kohdistuva normaalivoima on suuruudeltaan

$$F_{ssa} = -F_{ss} - F_s / 2 = -174,8 \text{ kN} - 35 \text{ kN} = -209,8 \text{ kN}$$

Tämä alahaaraa puristava voima ei kohdistu kapeimpaan kohtaan, jossa jännityksiä on tarkasteltu, vaan se purkautuu olkatappiin. Laakeripinnalle kohdistuva pintapaine on siten (tasoon projisoituna)

$$\sigma_{ssa} = F_{ssa} / 3750 \text{ mm}^2 = -209,8 \text{ kN} / 3750 \text{ mm}^2 = -55,95 \text{ MPa}$$

3.7. Olka-akselin haarojen tyvitarkastelu

3.7.1. Poikkipintasuurteet

Tarkastellaan vielä hieman haaramallisen olka-akselin haarojen tyvijännityksiä. Suunniteltavana oleva olka-akseli on muotoiltu siten, että haaran tyvikohdan korkeus (paksuus) on pienimmillään noin 40 mm. Näiden ohennettujen kohtien keskinäinen etäisyys puolestaan on noin 175 mm. Kaulojen etäisyys olkanivelestä on keskimäärin noin 60 mm.

Kuten edellisissä jännitystarkasteluissa on havaittu, haaramallisessa olka-akselissa esiintyvät momentit purkautuvat haarioihin voimapareina. Kun nyt tarkastellaan haarojen tyviä, voidaan todeta seuraavaa:

Leikkausvoimat haarojen tyvissä ovat arvoltaan voimaparin voimien suuruiset. Lisäksi haarojen tyvissä on taivutusta, jonka momentti on sivuttaisvoiman ja pystyvoiman momenttien osalta suoraan verrannollinen voimaparin voimiin ja pystysuoraan etäisyyteen olkapään haarasta (nivelen keskipisteestä). Jarrutusmomentin aiheuttaman voimaparin voimat esiintyvät samoin leikkauspinnassa leikkausvoimana ja lisäksi kaulaan tulee taivutusmomentti, jonka suuruus ylähaarassa on ko. voima kertaa 68 mm ja alahaarassa voima kertaa 53 mm.

Toisaalta asiaa voitaisiin sivuttaisvoiman momentin osalta katsoa niin, että tyvikavennuksessa vallitsevat voimaparin voimien määräämät leikkausjännitykset ja lisäksi taivutusmomentti, jonka suuruus on olkatapin keskikohdassa vallitseva momentti kerrottuna arvolla $(H - h) / (H \cdot 2) = 0,111$, jossa H on olkanivelten keskipisteiden välinen korkeusero ja h on haarojen tyvikohtien välinen korkeusero.

Ylähaaran kapeimman tyvikohdan leikkauspinnan korkeus on 38 mm ja leveys 84 mm. Alahaarassa vastaavat arvot ovat 50 mm ja 84 mm. Ylähaaran taivutusvastus olka-akselin suuntaisessa pystytasossa ja vaakatasossa sekä poikkipinnan pinta-ala ovat

$$\begin{aligned} W_{y \text{ pysty}} &= (84 \cdot 38^2 / 6) \text{ mm}^3 = 2,022 \cdot 10^4 \text{ mm}^3 = 2,022 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \\ W_{y \text{ vaaka}} &= (38 \cdot 84^2 / 6) \text{ mm}^3 = 4,469 \cdot 10^4 \text{ mm}^3 = 4,469 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \\ A_y &= 38 \cdot 84 \text{ mm}^2 = 3192 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Alahaaran vastaavat taivutusvastukset ja kaulan poikkileikkauksen pinta-ala ovat

$$\begin{aligned} W_{a \text{ pysty}} &= (84 \cdot 50^2 / 6) \text{ mm}^3 = 3,500 \cdot 10^4 \text{ mm}^3 = 3,500 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \\ W_{a \text{ vaaka}} &= (50 \cdot 84^2 / 6) \text{ mm}^3 = 5,880 \cdot 10^4 \text{ mm}^3 = 5,880 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \\ A_a &= 50 \cdot 84 \text{ mm}^2 = 4200 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Tarkastellaan seuraavassa muutamaa tärkeintä kuormitustapausta.

3.7.2. Jarrutustilanne suoralla tiellä ajettaessa

Tarkastellaan jännityksiä olka-akselin alahaaran kaulan kohdalla. Kuormittavia voimia ovat pystyvoima ja jarrutusvoima. Pystyvoiman aiheuttama leikkausjännitys kohdistuu pelkästään alahaaraan, josta voimavaikutus siirtyy painelaakerin kautta pystytukivarteen. Leikkausjännitys alahaarassa on

$$\tau_H = 120 \text{ kN} / 4200 \text{ mm}^2 = 28,57 \text{ MPa}$$

Pystyvoima taivuttaa alahaaraa alaspäin momentilla $120 \text{ kN} \cdot 53 \text{ mm} = 6,36 \text{ kNm}$.

Pystyvoiman momentista M_H aiheutuu akselin haarukoihin voimapari, jonka momentti-vasi on 225 mm. Voimien suuruus on siten

$$F_{HH} = M_H / 0,225 \text{ m} = 19,8 \text{ kNm} / 0,225 \text{ m} = 88 \text{ kN}$$

Tämä aiheuttaa alahaaran kaulaan vetojännityksen

$$\sigma_H = F_{HH} / 4200 \text{ mm}^2 = 88 \text{ kN} / 4200 \text{ mm}^2 = 20,95 \text{ MPa}$$

Koska kaulan keskikohta on noin 20 mm ylempänä kuin haaran liukulaakerin keskikohta, aiheuttaa F_{HH} alahaaran kaulaan taivutusmomentin

$$F_{HH} \cdot 20 \text{ mm} = 88 \text{ kN} \cdot 0,020 \text{ m} = 1,76 \text{ kNm}$$

Tämä ja edellä mainittu pystyvoiman aiheuttama haaran taivutusmomentti taivuttavat alahaaraa vastakkaisiin suuntiin, joten alaspäin taivuttava momentti on kokonaisuudessaan $(6,36 - 1,76) \text{ kNm} = 4,6 \text{ kNm}$. Tämä aiheuttaa kaulan sisänurkkaan taivutusjännityksen

$$\sigma_{tH} = 4,6 \text{ kNm} / W_{a \text{ pysty}} = 4,6 \text{ kNm} / (3,500 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3) = 131,4 \text{ MPa}$$

Jarrutusvoima kohdistuu molempien haarojen kauloihin aiheuttaen leikkausjännitystä, joka on alahaaran kaulassa

$$\tau_k = (22,44 / 2) \text{ kN} / 4200 \text{ mm}^2 = 2,67 \text{ MPa}$$

Jarrutusvoimasta aiheutuva taivutusmomentti kohdistuu kokonaisuudessaan alahaaraan ja aiheuttaa jännityksen (etäisyys renkaan keskilinjalta kaulaan on noin 110 mm)

$$\sigma_k = 22,44 \cdot 0,11 \text{ kNm} / W_{a \text{ vaaka}} = 2,47 \text{ kNm} / (5,880 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3) = 41,98 \text{ MPa}$$

Jarrutusmomentti kumoutuu olka-akselin haarojen kautta olkatappiin, joten momenttia voidaan kuvata voimaparilla, jonka momenttivarsi on 225 mm. Voiman arvo on tällöin

$$F_v = M_{kv} / 0,225 \text{ m} = 12,61 \text{ kNm} / 0,225 \text{ m} = 56,04 \text{ kN}$$

Tämä voima taivuttaa alahaaraa vastakkaiseen suuntaan kuin jarruvoiman taivutusmomentti. Sen aiheuttama leikkausjännitys on suuruudeltaan

$$\tau_{kv} = F_v / 4200 \text{ mm}^2 = 56,04 \text{ kN} / 4200 \text{ mm}^2 = 13,34 \text{ MPa}$$

Jarrutusmomentin aiheuttama taivutusjännitys alahaaran kaulalla on

$$\sigma_{kv} = 56,04 \cdot 0,053 \text{ kNm} / W_{a \text{ vaaka}} = 2,97 \text{ kNm} / (5,880 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3) = 50,51 \text{ MPa}$$

Leikkausjännityksen suunta on alahaarassa jarrutusvoiman aiheuttaman leikkausjännityksen suuntainen. Jarruvoiman aiheuttama kokonaisleikkausjännitys on

$$\tau_{k \text{ kok}} = \tau_k + \tau_{kv} = (2,67 + 13,34) \text{ MPa} = 16,01 \text{ MPa}$$

Yhdistetyksi leikkausjännitykseksi saadaan

$$\tau_{\text{kok}} = ((\tau_{k \text{ kok}})^2 + (\tau_H)^2)^{0,5} = ((16,01)^2 + (28,57)^2)^{0,5} \text{ MPa} = 32,75 \text{ MPa}$$

Vetojännitys on suurimmillaan alahaaran takayläreunalla (autoon nähden), jossa

$$\sigma_{\text{kok}} = \sigma_H + \sigma_{tH} - \sigma_k + \sigma_{kv} = (20,95 + 131,4 - 41,98 + 50,51) \text{ MPa} \quad \text{eli}$$

$$\sigma_{\text{kok}} = 160,9 \text{ MPa}$$

Vertailujännitykseksi saadaan

$$\sigma_{VVEH} = ((\sigma_{\text{kok}})^2 + 3 \cdot (\tau_{\text{kok}})^2)^{0,5} = ((160,9)^2 + 3 \cdot (32,75)^2)^{0,5} \text{ MPa} \quad \text{eli}$$

$$\sigma_{VVEH} = 170,6 \text{ MPa}$$

3.7.3. Jarrutustilanne kaarreaajossa kitkakertoimella 0,85

Tarkastellaan seuraavaksi olka-akselin alahaaran kaulan kuormitusta jarrutustilanteessa lähellä kaatumista, jossa lepokitkakertoimen arvo on 0,85. Tällöin kuormitukset ovat:

$$F_h = \text{pystyvoima} = 70 \text{ kN}$$

$$F_s = \text{sivuttaisvoima} = 59,7 \text{ kN}$$

$$M_s = \text{sivuttaisvoiman momentti} = F_s \cdot 0,562 \text{ m} = 33,55 \text{ kNm}$$

$$F_k = \text{jarrutusvoima} = 22,44 \text{ kN}$$

$$F_{n \text{ akselisto}} = \text{nyökkäysvoima} = 16,237 \text{ kN}$$

Nyökkäysvoima tulee nyt kokonaan ulommalle pyörälle, joten

$$F_{h \text{ kok}} = (70 + 16,237) \text{ kN} = 86,24 \text{ kN}$$

Pystyvoiman aiheuttama leikkausjännitys kohdistuu pelkästään alahaaraan, josta voima siirtyy painelaakerin kautta pystytukivarteeseen. Leikkausjännitys alahaarassa on

$$\tau_h = 86,24 \text{ kN} / 4200 \text{ mm}^2 = 20,53 \text{ MPa}$$

Pystyvoima taivuttaa alahaaraa alaspäin momentilla $86,24 \text{ kN} \cdot 53 \text{ mm} = 4,57 \text{ kNm}$.

Sivuttaisvoima aiheuttaa molempiin haaroihin puristavan voiman $F_s / 2 = 29,85 \text{ kN}$.

Sivuttaisvoiman momentti vaikuttaa pystyvoiman momenttia vastaan, jolloin kokonaismomentiksi muodostuu

$$M_{\text{kok}} = M_s - M_h = (33,55 - 86,24 \cdot 0,165) = 19,32 \text{ kNm}$$

Momentista M_{kok} aiheutuu akselin haarukoihin voimapari, jonka momenttivarsi on 225 mm. Voimien suuruus on siten

$$F_{sh} = M_{\text{kok}} / 0,225 \text{ m} = 19,32 \text{ kNm} / 0,225 \text{ m} = 85,87 \text{ kN}$$

Tämä aiheuttaa alahaaran kaulaan puristusjännityksen

$$\sigma_{sh} = F_{sh} / 4200 \text{ mm}^2 = 85,87 \text{ kN} / 4200 \text{ mm}^2 = 20,44 \text{ MPa}$$

Sivuttaisvoima aiheuttaa alahaaraan lisäksi puristusjännityksen

$$\sigma_s = (F_s / 2) / 4200 \text{ mm}^2 = 29,85 \text{ kN} / 4200 \text{ mm}^2 = 7,11 \text{ MPa}$$

Koska kaulan keskikohta on noin 20 mm ylempänä kuin laakerin keskikohta, aiheuttavat $F_s / 2$ ja F_{sh} alahaaran kaulaan taivutusmomentin

$$((F_s / 2) + F_{sh}) \cdot 20 \text{ mm} = (29,85 + 85,87) \text{ kN} \cdot 0,020 \text{ m} = 2,31 \text{ kNm}$$

Tämä ja edellä mainittu pystyvoiman taivutusmomentti taivuttavat alahaaraa samaan suuntaan, joten alaspäin taivuttava momentti on kokonaisuudessaan (4,57 + 2,31) kNm = 6,88 kNm. Tämä aiheuttaa kaulan sisänurkkaan (yläpuolelle) vetojännityksen

$$\sigma_{tsh} = 6,88 \text{ kNm} / W_{a \text{ pysty}} = 6,88 \text{ kNm} / (3,500 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3) = 196,7 \text{ MPa}$$

Jarrutusvoima kohdistuu molempien haarojen kauloihin aiheuttaen leikkausjännityksen; jännitys alahaaran kaulalla on

$$\tau_k = (22,44 / 2) \text{ kN} / 4200 \text{ mm}^2 = 2,67 \text{ MPa}$$

Jarrutusvoimasta aiheutuva taivutusmomentti kohdistuu kokonaisuudessaan alahaaraan ja aiheuttaa jännityksen (etäisyys renkaan keskilinjalta kaulaan on noin 110 mm)

$$\sigma_k = 22,44 \cdot 0,11 \text{ kNm} / W_{a \text{ vaaka}} = 2,47 \text{ kNm} / (5,880 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3) = 41,98 \text{ MPa}$$

Jarrutusmomentti kumoutuu olka-akselin haarojen kautta olkatappiin, joten momenttia voidaan kuvata voimaparilla, jonka momenttivarsi on 225 mm. Voiman arvo on tällöin

$$F_v = M_{kv} / 0,225 \text{ m} = 12,61 \text{ kNm} / 0,225 \text{ m} = 56,04 \text{ kN}$$

Tämä voima taivuttaa alahaaraa vastakkaiseen suuntaan kuin jarruvoiman taivutusmomentti. Molemmat aiheuttavat kuitenkin samansuuntaisen leikkausjännityksen. F_v :n aiheuttama leikkausjännitys on suuruudeltaan

$$\tau_{kv} = F_v / 4200 \text{ mm}^2 = 56,04 \text{ kN} / 4200 \text{ mm}^2 = 13,34 \text{ MPa}$$

Jarrutusmomentin aiheuttama taivutusjännitys alahaaran kaulalla on

$$\sigma_{kv} = 56,04 \cdot 0,053 \text{ kNm} / W_{a \text{ vaaka}} = 2,97 \text{ kNm} / (5,880 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3) = 50,51 \text{ MPa}$$

Leikkausjännityksen suunta on alahaarassa jarrutusvoiman aiheuttaman leikkausjännityksen suuntainen. Jarruvoiman aiheuttama kokonaisleikkausjännitys on

$$\tau_{k \text{ kok}} = \tau_k + \tau_{kv} = (2,67 + 13,34) \text{ MPa} = 16,01 \text{ MPa}$$

Yhdistetyksi leikkausjännitykseksi saadaan

$$\tau_{\text{kok}} = ((\tau_{k \text{ kok}})^2 + (\tau_h)^2)^{0,5} = ((16,01)^2 + (20,53)^2)^{0,5} \text{ MPa} = 26,03 \text{ MPa}$$

Puristusjännitys on suurimmillaan alahaaran etualareunalla (autoon nähden), jossa

$$\sigma_{\text{kok}} = -\sigma_{\text{sh}} - \sigma_s - \sigma_{\text{tsh}} + \sigma_k - \sigma_{\text{kv}} = (-20,44 - 7,11 - 196,7 + 41,98 - 50,51) \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{kok}} = -232,8 \text{ MPa}$$

Vertailujännitykseksi saadaan

$$\sigma_{\text{VVEH}} = ((\sigma_{\text{kok}})^2 + 3 \cdot (\tau_{\text{kok}})^2)^{0,5} = ((-232,8)^2 + 3 \cdot (26,03)^2)^{0,5} \text{ MPa} \quad \text{eli}$$

$$\sigma_{\text{VVEH}} = 237,1 \text{ MPa}$$

3.7.4. Haarojen tyvijännitykset kaatumisen lopussa

Selvitetään vielä jännitykset olka-akselin haarojen tyvissä kaatumisen lopussa, jolloin ainoa vaikuttava voima on sivuttaisvoima, jolla on arvo

$$F_s = \text{sivuttaisvoima} = 70 \text{ kN}$$

$$M_s = \text{sivuttaisvoiman momentti} = F_s \cdot 0,562 \text{ m} = 39,34 \text{ kNm}$$

Sivuttaisvoiman momentti aiheuttaa olka-akselin haaroihin voimaparin, jonka voimien suuruus on

$$F_{ss} = M_s / 0,225 \text{ m} = 39,34 \text{ kNm} / 0,225 \text{ m} = 174,8 \text{ kN}$$

Täten olka-akselin ylähaaran kaulaan kohdistuva normaalivoima on

$$F_{ssy} = F_{ss} - F_s / 2 = 174,8 \text{ kN} - 35 \text{ kN} = 139,8 \text{ kN}$$

Tästä voimasta aiheutuu kaulan alueelle normaalijännitys

$$\sigma_{ssy} = F_{ssy} / 3192 \text{ mm}^2 = 139,8 \text{ kN} / 3192 \text{ mm}^2 = 43,80 \text{ MPa}$$

Kaulan ja olkapään laakerin korkeuserosta johtuen normaalivoima synnyttää ylähaaraan taivutusjännityksen

$$\sigma_{ty} = F_{ssy} \cdot 0,015 \text{ m} / W_{y \text{ pysty}} = 2,097 \text{ kNm} / (2,022 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3) = 103,7 \text{ MPa}$$

Kaulan yläreunalle syntyvä vetojännityksen maksimi on siten arvoltaan

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_{ssy} + \sigma_{ty} = (43,80 + 103,7) \text{ MPa} = 147,5 \text{ MPa}$$

Alahaaraan kohdistuva normaalivoima on suuruudeltaan

$$F_{ssa} = - F_{ss} - F_s / 2 = - 174,8 \text{ kN} - 35 \text{ kN} = - 209,8 \text{ kN}$$

Alahaaran kaulaan syntyy tästä puristusjännitys

$$\sigma_{ssa} = F_{ssa} / 4200 \text{ mm}^2 = - 209,8 \text{ kN} / 4200 \text{ mm}^2 = - 49,95 \text{ MPa}$$

Kaulan ja olkapään laakerin korkeuserosta johtuen normaalivoima synnyttää alahaaraan taivutusjännityksen

$$\sigma_{ta} = F_{ssa} \cdot 0,020 \text{ m} / W_{a \text{ pysty}} = - 4,196 \text{ kNm} / (3,500 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3) = -119,9 \text{ MPa}$$

Kaulan alareunalle syntyvä jännitysmaksimi on siten arvoltaan

$$\sigma_{\max} = \sigma_{ssa} + \sigma_{ta} = (- 49,95 - 119,9) \text{ MPa} = -169,9 \text{ MPa}$$

3.8. Olka-akselin akseliosan väsymistarkastelu

Tutkitaan, minkälaisia varmuuksia väsymisen suhteen Alun (1980) kuorma-autolle ko-
keellisesti toteama kaksinkertainen pystykuorma ja Saarialhon (1978) henkilöautolle
suosittelema kolminkertainen pystykuorma antavat, kun niitä sovelletaan tarkasteltavaan
linja-auton olka-akseliin. Sallittu väsytyksjännitys saadaan luvun 2.2. mukaan kaavasta

$$\sigma_{Dsall} = (K m c / (\beta v)) f(x) \sigma_D$$

σ_D = kuormitustyyppistä johtuva väsymisluku

β = loven vaikutusluku

K = kappaleen pinnanlaatukerroin

m = kokotekijä

c = korroosiotekijä

$f(x)$ = erilaisista muista tekijöistä, kuten käyttölämpötilasta, pintakäsittelystä,
materiaalin mikro- ja makrorakenteesta johtuva tekijä

v = varmuusluku

Tässä olka-akselin tapauksessa funktiota $f(x)$ ei tarvitse ottaa huomioon, vaan voidaan
käyttää suoraan teräksille annettuja väsymislukuusarvoja. Samoin korroosiotekijä voi-
daan jättää tarkasteluista pois (eli sen arvo kaavassa on 1), koska tarkasteltava akselin
tyvi ei ole alttiina korroosiolle. Loven vaikutusluku saadaan kaavasta

$$\beta = 1 + \eta (\alpha - 1)$$

α = loven muotoluku

η = loviherkkyysluku

Loven muotoluku määräytyy kappaleen geometrisen muodon perusteella. Loviherkkyyslukuun vaikuttavat sekä teräksen lujuus että loven pyöristyssäde. Sen arvo kasvaa lujuuden kasvaessa. Tekniikan Käsikirja 1:n (1975, s. 173) mukaan tarkasteltavana olevan olka-akselin loven muotoluku α on 1,7. Outisen ja Salmen (2004, s. 439) mukaan loven muotoluku on suunnilleen 1,6. Saman tuloksen antaa myös Vuolijoki (1972, s. 273). Käytetään jännityksen arvioinnissa varmuuden vuoksi suurempaa Tekniikan käsikirjan arvoa. Raaka-ainekäsikirja 1:n (1993, s. 131) mukaan loviherkkyysluku teräkselle, jonka murtolujuus on noin 1000 MPa, on 0,94. Loven vaikutusluvuksi muodostuu siten

$$\beta = 1 + 0,94 \cdot (1,7 - 1) = 1,7$$

Akseli on tarkoitus hioa pinnaltaan, joten pinnanlaatukerroin K on Raaka-ainekäsikirja 1:n mukaan (s. 132) 0,93. Kokotekijä m on saman lähteen (s. 133) mukaan 0,80. Kun kaikki väsymislujuuteen vaikuttavat tekijät kootaan yhteen, saadaan sallitulle väsytysjännitykselle lauseke

$$\sigma_{Dsall} = (K m c / (\beta v)) f(x) \sigma_D = (0,93 \cdot 0,80 \cdot 1 / (1,7 \cdot v)) \sigma_D \quad \text{eli}$$

$$\sigma_{Dsall} = 0,44 v \sigma_D$$

Kuten edellä on todettu, olka-akselille parhaita rakennemateriaaleja ovat nuorrutusteräiset 25CrMo4, 42CrMo4 ja 34CrNiMo6. Kuvassa 6 on esitetty yleisimpien terästen väsymislujuuspiirrokset.

Olka-akselin jännitys auton massan perusteella:

Jännitysanalyysin aluksi selvitetään olka-akselin jännitykset pelkän auton massan perusteella. Pystyvoiman aiheuttama leikkausjännitys on

$$\tau = 35 \cdot 10^3 \text{ N} / (\pi \cdot d^2 / 4) = 4,456 \cdot 10^4 \text{ N} / d^2$$

Pystyvoiman aiheuttama taivutusmomentti olka-akselin tyven kohdalla on

$$M_h = 35 \text{ kN} \cdot 0,044 \text{ m} = 1,54 \text{ kNm}.$$

Tästä aiheutuva akselin tyven taivutusjännitys on

$$\sigma_t = 1,54 \cdot 10^3 \text{ Nm} / (\pi d^3 / 32) = 1,569 \cdot 10^4 \text{ Nm} / d^3$$

Vertailujännitykselle saadaan lauseke

$$\sigma_{VVEH} = ((\sigma_t)^2 + 3 \cdot (\tau)^2)^{1/2} = ((1,569 \cdot 10^4 \text{ Nm} / d^3)^2 + 3 \cdot (4,456 \cdot 10^4 \text{ N} / d^2)^2)^{1/2}$$

Kun jännitystarkastelu suoritetaan akselille, jonka tyvihalkaisija on 75 mm, saadaan vertailujännityksen lauseke muotoon

$$\sigma_{VVEH} = ((1,569 \cdot 10^4 \text{ Nm} / 0,075^3)^2 + 3 \cdot (4,456 \cdot 10^4 \text{ N} / 0,075^2)^2)^{1/2} \quad \text{eli}$$

$$\sigma_{VVEH} = ((37,191 \text{ MPa})^2 + 3 \cdot (7,922 \text{ MPa})^2)^{1/2} \quad \text{eli}$$

$$\sigma_{VVEH} = 39,641 \text{ MPa}$$

Tämän perusteella staattiseen kuormitukseen nähden kaksinkertainen sysäyskuormitus olisi arvoltaan 79,3 MPa ja kolminkertainen 119 MPa.

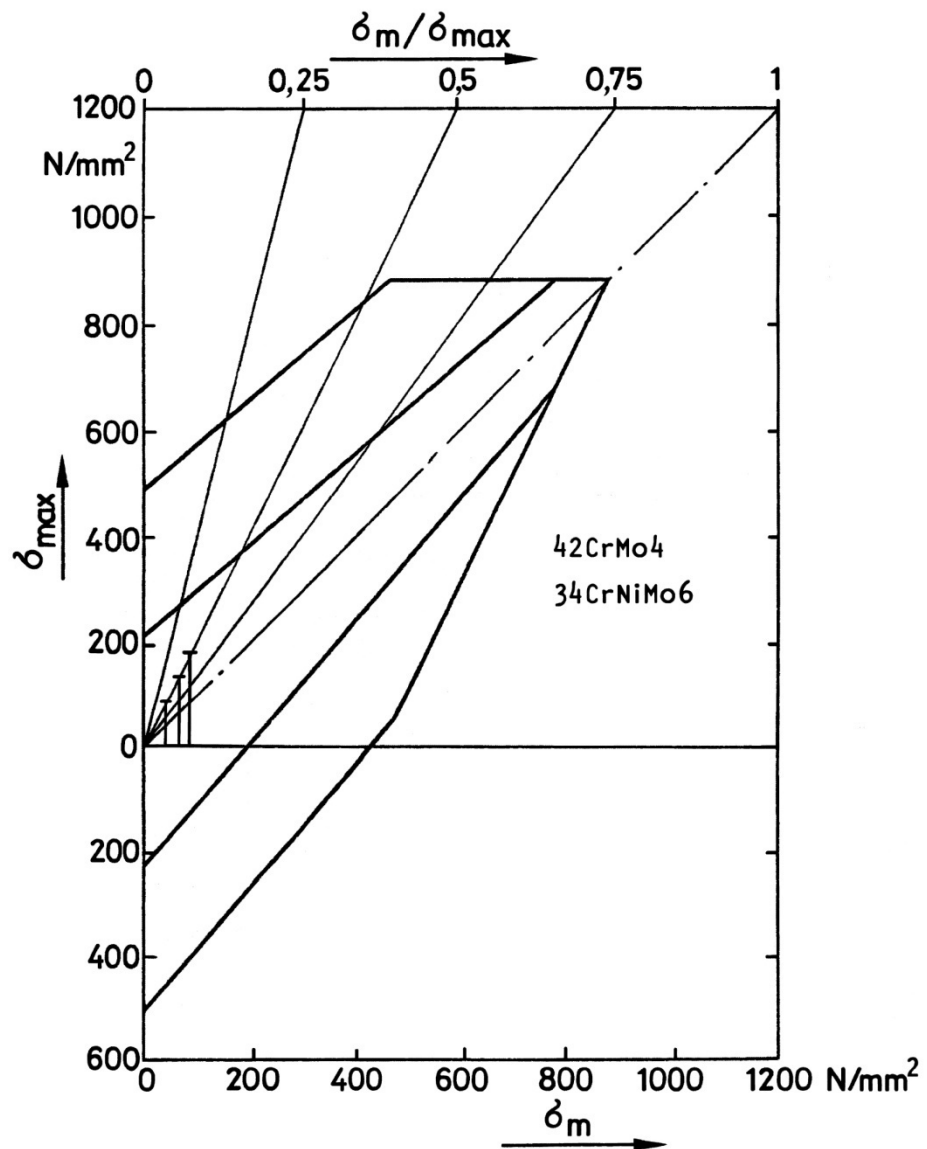
Pystysuuntainen sysäysjännitys

Suoralla ajettaessa staattiseen pystykuormitukseen nähden kaksinkertaisen sysäyksen aiheuttama huippujännitys on 79,3 MPa ja kolminkertaisen 119 MPa, kuten edellä todettiin. Kun terästen 42CrMo4 ja 34CrNiMo6 väsymislujuuspiirrosta pienennetään yhtälön $\sigma_{Dsall} = 0,44 \cdot \sigma_D$ mukaisesti (v on varmuuskerroin), saadaan kaavan $\sigma_{Dsall} = v \cdot \sigma_D$ mukainen kuvassa 27 esitetty väsymislujuuspiirros. Kun keskijännityksen oletetaan kasvavan samassa suhteessa amplitudin kanssa, voidaan piirroksista määrittää varmuus väsymisen suhteen piirtämällä suora origosta lähtien ja jännityshuipun kautta. Auton massaan nähden kaksinkertainen kuormitus antaa varmuudeksi väsymisen suhteen 4,4 ja kolminkertainen kuormitus varmuuden 2,7.

Pystysuuntainen sysäysjännitys kaarteessa

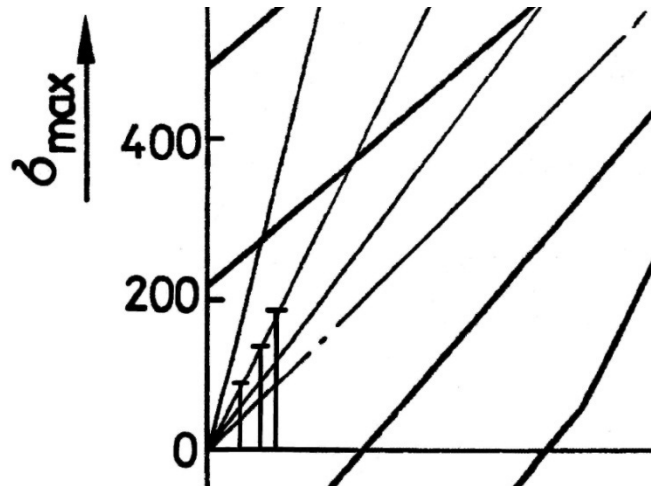
Edellisen lisäksi on syytä tarkastella sysäyksellistä pystykuormitusta yhdessä kaarreluormituksen kanssa, koska sisäkaarten puoleisessa pyörässä jännitykset vahvistavat toisiaan. Tarkastellaan siis tilannetta, jossa kaarreluormituksen aiheuttama akselin taivutusjännitys on suurimmillaan ja siinä tilanteessa ajetaan pyörä kuoppaan, joka aiheuttaa rajun pystykuormitussysäyksen.

Kun kohdan 3.4.2. kaarteen sisäpyörän jännityskaavaan sijoitetaan pystyvoima kolminkertaisena, saadaan selville, että sisäpyörän olka-akselin taivutusjännitys sysäyskuormituksessa on suurimmillaan 167 MPa kitkakertoimella $\mu = 0,30$. Tällä kitkakertoimella sisemmän pyörän pystykuorma on 22,7 kN. Kuvassa 27 esitettyyn Smithin väsymislujuuskuvaajaan on piirretty sekä suoralla ajon sysäysjännitykset olka-akselissa (kaksin- ja kolminkertainen pystyvoima) että kaarreaajossa sisempään akseliin syntyvä jännitys kolminkertaisella pystyvoimalla. Kaarreaajossa varmuudeksi väsymisen suhteen saadaan 2,0. Kuva 28 esittää jännitysamplitudeja suuremmassa koossa.



Kuva 27

Olka-akselin varmuus väsymisen suhteen pystysuuntaisella sysäyskuormituksella. Vasemman puoleiset arvot vastaavat lepokuormaan nähden kaksin- ja kolminkertaista pystyvoimaa ajettaessa suoralla tiellä. Oikeanpuoleinen arvo vastaa sisemmän pyörän suurinta jännitystä kolminkertaisella pystyvoimalla ajettaessa kaarteessa.



Kuva 28

Jännitysamplitudeja esittävä yksityiskohta kuvasta 27.

Olka-akselin väsymistarkasteluihin palataan vielä luvussa 4, Tulokset ja niiden tarkastelu, jossa analysoidaan ulomman pyörän olka-akselin väsymistä kaarreaajossa.

3.9. Olkatapin jännitystarkastelu

3.9.1. Tarkasteltavat kuormitustilanteet

Olkatapin halkaisijaksi on valittu 50 mm, joten sen poikkipinta-ala on 1963 mm^2 . Olkapään keskikohdan jännitystarkastelujen yhteydessä luvussa 3.5.2. olivat esillä olkatapin kuormitukset. Koska pystyvoima ei kohdistu olkatappiin, vaarallisimmat kuormitustilanteet olkatapin kannalta ovat ne, joissa sivuttaisvoima on suuri, koska tällöin akselin taivutus on suurimmillaan. Tällaisina tapauksina tarkastellaan seuraavaksi kaarreaajoa lähellä kaatumisrajaa, jarrutustilannetta kaarreaajossa lähellä kaatumista ja kaatumisen loppuvaihetta.

3.9.2. Kaarreaajo lepokitkakertoimella 0,85

Tutkitaan olkatapin kuormitusta ajettaessa lähellä kaatumistilannetta, jossa lepokitkakertoimen arvo on 0,85. Tällöin naparakenteen kuormitukset ovat:

$$F_h = \text{pystyvoima} = 70 \text{ kN}$$

$$F_s = \text{sivuttaisvoima} = 59,7 \text{ kN}$$

$$M_s = \text{sivuttaisvoiman momentti} = F_s \cdot 0,562 \text{ m} = 33,55 \text{ kNm}$$

Pystyvoiman momentilla on olkapään keskikohdassa arvo

$$M_h = F_h \cdot 0,165 \text{ m} = 70 \text{ kN} \cdot 0,165 \text{ m} = 11,55 \text{ kNm}.$$

Pystyvoiman ja sivuttaisvoiman momentit vaikuttavat päinvastaisiin suuntiin, joten kokonaismomentiksi muodostuu

$$M_{\text{kok}} = M_s - M_h = (33,55 - 11,55) \text{ kNm} = 22 \text{ kNm}$$

Tämä momentti välittyy olkatappiin joko suoran olka-akselin tai pystytukivarren holkin ylä- ja alareunalla vaikuttavan voimaparin kautta, jolloin voimien suuruudeksi tulee

$$F_m = 22 \text{ kNm} / 0,125 \text{ m} = 176 \text{ kN}$$

Samanaikaisesti sivuttaisvoima vaikuttaa näihin samoihin kohtiin voimalla

$$F_s / 2 = 59,7 \text{ kN} / 2 = 29,85 \text{ kN}.$$

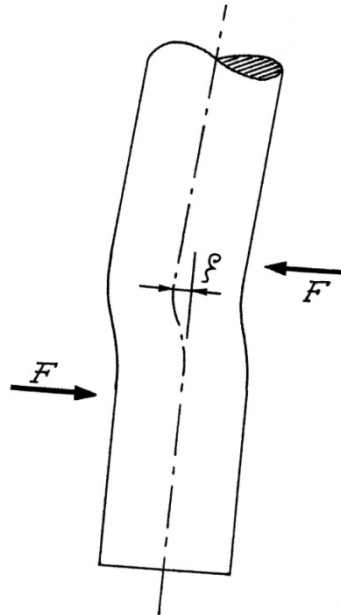
Olkanivelen keskiosan yläreunaan kohdistuu siis voima $F_m - F_s / 2 = 146,15 \text{ kN}$ ja alareunaan voima $F_m + F_s / 2 = 205,85 \text{ kN}$. Näiden voimien voitaisiin ajatella kohdistuvan olkatappiin pelkästään leikkausjännityksenä, ellei nivelkohdassa olisi painelaakeria. Tässä tarkastelussa on oletettu, että painelaakeri sijaitsee suurempien voimien alueella olkanivelen alapäässä; tämä tapaus edellyttää haaramallisen olka-akselin käyttöä. Laakerin kohdalla olka-akseli taipuu kuvan 29 mukaisesti, joten sen lujoustarkastelussa on otettava huomioon taivutusjännitys. Oletetaan olkatapin olevan päistään jäykästi kiinnitetty palkki, jonka toista päätä poikkeutetaan sivulle voimalla $F = 205,85 \text{ kN}$. Tällöin palkin päihin indusoituu momentti (Outinen ja Salmi, 2004, sivu 449):

$$M_A = M_B = F \cdot L / 2 = 205,85 \text{ kN} \cdot 0,025 \text{ m} / 2 = 2,573 \text{ kNm}$$

Voiman F aiheuttama sivusiirtymä saadaan kaavasta

$$\xi = (F \cdot L^3) / (12 \cdot E \cdot I), \text{ jossa}$$

ξ = sivusiirtymä, F = poikkeuttava voima, L = palkin pituus,
 E = kimmomoduli = 210 GPa ja I = palkin taivutusneliömomentti



Kuva 29

Muodonmuutos olkatapin alapäässä aksiaalisen painelaakerin kohdalla: olka-akselia alas taivuttava momentti ja samanaikainen sivuttaisvoima saavat yhdessä aikaan sekä olkatapin sivuttaissiirtymän ξ että olkatapin keskiosan kiertymän $\xi / (125 \text{ mm})$. Voimapari F vaikuttaa painelaakerin ylä- ja alapuolella.

Taivutusneliömomentti olkatapille saadaan kaavasta

$$I = \pi \cdot r^4 / 4 = \pi \cdot 25^4 \text{ mm}^4 / 4 = 3,068 \cdot 10^5 \text{ mm}^4$$

Sivusiirtymälle saadaan näin ollen lauseke

$$\xi = (205,85 \text{ kN} \cdot 25^3 \text{ mm}^5) / (12 \cdot 210 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 3,068 \cdot 10^5 \text{ mm}^4) \text{ eli}$$

$$\xi = 4,160 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Koska palkin siirtyvä pää ei säilytä suuntaansa, vaan siihen syntyy taipuma (olkanivelen keskiosa kääntyy), on vielä laskettava, kuinka paljon tämä taipuminen ”syö” alkuperäistä voimaparia ja toisaalta, miten paljon äsken saatuja päätymomentteja on korjattava. Tarkastellaan siis vielä toista samalla tavalla jäykästi kiinnitettyä palkkia, jonka pituus nyt on 125 mm ja jonka toista päätä poikkeutetaan matka ξ . Kun edellä esitettyyn kaavaan sijoitetaan äsken saadut arvot, voidaan ratkaista voima F :

$$\xi = 4,160 \cdot 10^{-3} \text{ mm} = (F \cdot 125^3 \text{ mm}^5) / (12 \cdot 210 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 3,068 \cdot 10^5 \text{ mm}^4)$$

Tästä saadaan poikkeuttavalle voimalle arvo

$$F = 4,160 \cdot 10^{-3} \cdot (12 \cdot 210 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 3,068 \cdot 10^5) / 125^3 = 1,647 \text{ kN}$$

Tätä poikkeutusvoimaa vastaa palkin päätymomentti

$$M_A = M_B = F \cdot L / 2 = 1,647 \text{ kN} \cdot 0,125 \text{ m} / 2 = 0,103 \text{ kNm}$$

Nämä molemmat päätymomentit ”syövät” alkuperäistä voimaparia olkanivelen keskiosan kääntyessä kulman ($\xi / 125$) radiaania. Koska tämä vaadittava korjaus kuitenkin vastaa alussa käytettyä ”liian suurta” voimaparia, olisi todellinen tarvittava korjaus tätä pienempi. Korjausmomentti $M_A + M_B = 0,206 \text{ kNm}$ on alussa käytetystä momentista 22 kNm vain 0,94%, joten voimme todeta korjauksen tarpeettomaksi alkuperäisen voimaparin osalta. Palkin päätymomenteissa olkapään kääntymä on kuitenkin huomioitava.

Täten olkanivelen keskiosan yläreunaan kohdistuu leikkausvoima $F_m - F_s / 2 = 146,15 \text{ kN}$ ja alareunaan leikkausvoima $F_m + F_s / 2 = 205,85 \text{ kN}$. Näiden lisäksi yläreunan taivutusmomentti on 0,103 kNm ja alareunan ($2,573 + 0,103$) kNm = 2,676 kNm. Koska alareunassa on suuremmat kuormitukset, tarkastellaan pelkästään tätä. Olkatapin pinta-ala on $\pi \cdot d^2 / 4 = 1963 \text{ mm}^2$ ja taivutusvastus $\pi \cdot r^3 / 4 = 1,227 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$. Leikkausjännitykseksi ja taivutusjännitykseksi saadaan

$$\tau_o = 205,85 \text{ kN} / 1963 \text{ mm}^2 = 104,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = 2,676 \text{ kNm} / (1,227 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3) = 218,1 \text{ MPa}$$

Vertailujännitykseksi muodostuu siten

$$\sigma_{VVEH} = ((\sigma_o)^2 + 3 \cdot (\tau_o)^2)^{0,5} = ((218,1)^2 + 3 \cdot (104,9)^2)^{0,5} = 284 \text{ MPa}$$

3.9.3. Jarrutustilanne kaarreajossa lepokitkakertoimella 0,85

Tarkastellaan seuraavaksi olkatapin kuormitusta jarrutustilanteessa ajettaessa lähellä auton kaatumista, jossa lepokitkakertoimen arvo on 0,85. Tällöin kuormitukset ovat:

$$F_h = \text{pystyvoima} = 70 \text{ kN}$$

$$F_s = \text{sivuttaisvoima} = 59,7 \text{ kN}$$

$$M_s = \text{sivuttaisvoiman momentti} = F_s \cdot 0,562 \text{ m} = 33,55 \text{ kNm}$$

$$F_k = \text{jarrutusvoima} = 22,44 \text{ kN}$$

$$M_{kv} = \text{jarrutusmomentti} = F_k \cdot 0,562 \text{ m} = 12,61 \text{ kNm}$$

$$F_{n \text{ akselisto}} = \text{nyökkäysvoima} = 16,237 \text{ kN}$$

Nyökkäysvoima tulee nyt kokonaan ulommalle pyörälle, joten

$$F_{h\text{ kok}} = (70 + 16,237) \text{ kN} = 86,24 \text{ kN}$$

Pystyvoimasta aiheutuva taivutusmomentti on

$$M_{h\text{ kok}} = F_{h\text{ kok}} \cdot 0,165 \text{ m} = 86,24 \text{ kN} \cdot 0,165 \text{ m} = 14,23 \text{ kNm}$$

Pystyvoiman momentti kumoaa osan sivuttaisvoiman momentista, jolloin kokonaismomentiksi muodostuu

$$M_{\text{kok}} = M_s - M_h = (33,55 - 14,23) \text{ kNm} = 19,32 \text{ kNm}$$

Momentti purkautuu olkatapille voimaparina

$$F_m = 19,32 \text{ kNm} / 0,125 \text{ m} = 154,6 \text{ kN}$$

Samanaikaisesti sivuttaisvoima vaikuttaa näihin samoihin kohtiin voimalla

$$F_s / 2 = 59,7 \text{ kN} / 2 = 29,85 \text{ kN}$$

Olkaniivelen keskiosan yläreunaan kohdistuu siis voima $F_m - F_s / 2 = 124,75 \text{ kN}$ ja alareunaan voima $F_m + F_s / 2 = 184,45 \text{ kN}$. Jarrutusvoimasta aiheutuu olkatapin molempiin leikkauskohtiin voima

$$F_k / 2 = 22,44 \text{ kN} / 2 = 11,22 \text{ kN}$$

Lisäksi jarrutusvoiman momentti M_{kv} aiheuttaa olkatapille voimaparin

$$F_{kv} = M_{kv} / 0,125 \text{ m} = 12,61 \text{ kNm} / 0,125 \text{ m} = 100,88 \text{ kN}$$

Olkatapin alamaisessa leikkauskohdassa jarruvoima ja jarrumomentin voima vahvistavat toisiaan, jolloin kokonaisvoimaksi muodostuu $F_{kv} + F_k / 2 = 112,1 \text{ kN}$. Tarkastellaan tässäkin alamaista leikkauskohtaa, koska siinä voimat ovat suuremmat kuin yläpäässä. Sivuttais/pystyvoimat ja jarruvoimat ovat kohtisuorassa toisiaan vastaan, joten kokonaisvoimaksi alaleikkauksessa muodostuu

$$F_{\text{kok}} = ((F_m + F_s / 2)^2 + (F_{kv} + F_k / 2)^2)^{0,5} \quad \text{eli}$$

$$F_{\text{kok}} = ((184,45 \text{ kN})^2 + (112,1 \text{ kN})^2)^{0,5} = 215,8 \text{ kN}$$

Edellisen luvun jännitystarkastelun mukaisesti olkatapin taivutusmomentiksi saadaan

$$M_A = M_B = F_{\text{kok}} \cdot L / 2 = 215,8 \text{ kN} \cdot 0,025 \text{ m} / 2 = 2,698 \text{ kNm}$$

Voiman F_{kok} aiheuttama sivusiirtymä saadaan kaavasta

$$\xi = (F_{\text{kok}} \cdot L^3) / (12 \cdot E \cdot I), \text{ jossa}$$

ξ = sivusiirtymä, F_{kok} = poikkeuttava voima, L = palkin pituus,
 E = kimmomoduli = 210 GPa ja I = palkin taivutusneliömomentti

Taivutusneliömomentti olkatapille saadaan kaavasta

$$I = \pi \cdot r^4 / 4 = \pi \cdot 25^4 \text{ mm}^4 / 4 = 3,068 \cdot 10^5 \text{ mm}^4$$

Sivusiirtymälle saadaan näin ollen lauseke

$$\xi = (215,8 \text{ kN} \cdot 25^3 \text{ mm}^5) / (12 \cdot 210 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 3,068 \cdot 10^5 \text{ mm}^4) \quad \text{eli}$$

$$\xi = 4,361 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Koska palkin siirtyvä pää ei säilytä suuntaansa, vaan siihen syntyy taipuma (olkanivelen keskiosa kääntyy), on vielä laskettava, kuinka paljon tämä taipuminen ”syö” alkuperäistä voimaparia ja toisaalta, miten paljon äsken saatuja päätymomenteja on korjattava. Tarkastellaan siis vielä toista samalla tavalla jäykästi kiinnitettyä palkkia, jonka pituus nyt on 125 mm ja jonka toista päätä poikkeutetaan matka ξ .

Kun edellä esitettyyn kaavaan sijoitetaan äsken saadut arvot, voidaan ratkaista voima F :

$$\xi = 4,361 \cdot 10^{-3} \text{ mm} = (F \cdot 125^3 \text{ mm}^5) / (12 \cdot 210 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 3,068 \cdot 10^5 \text{ mm}^4)$$

Tästä saadaan poikkeuttavalle voimalle arvo

$$F = 4,361 \cdot 10^{-3} \cdot (12 \cdot 210 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 3,068 \cdot 10^5) / 125^3 = 1,726 \text{ kN}$$

Tätä poikkeutusvoimaa vastaa palkin päätymomentti

$$M_A = M_B = F \cdot L / 2 = 1,726 \text{ kN} \cdot 0,125 \text{ m} / 2 = 0,108 \text{ kNm}$$

Nämä molemmat päätymomentit ”syövät” alkuperäistä voimaparia olkanivelen keskiosan kääntyessä kulman ($\xi / 125$) radiaania. Koska tämä vaadittava korjaus kuitenkin vastaa alussa käytettyä ”liian suurta” voimaparia, olisi todellinen tarvittava korjaus tätä pienempi. Korjausmomentti $M_A + M_B = 0,216 \text{ kNm}$ on alussa käytetystä momentista 19,32 kNm vain 1,12%, joten voimme todeta korjauksen tarpeettomaksi alkuperäisen voimaparin osalta. Palkin päätymomenteissa olkapään kääntymä on kuitenkin huomiotava.

Täten olkanivelen keskiosan yläreunaan kohdistuu leikkausvoima $F_m - F_s / 2 = 124,75$ kN ja alareunaan leikkausvoima $F_m + F_s / 2 = 184,45$ kN. Näiden lisäksi yläreunan taivutusmomentti on $0,108$ kNm ja alareunan $(2,698 + 0,108)$ kNm $= 2,806$ kNm. Koska alareunassa on suuremmat kuormitukset, tarkastellaan pelkästään tätä. Olkatapin pinta-ala on $\pi \cdot d^2 / 4 = 1963$ mm² ja taivutusvastus $\pi \cdot r^3 / 4 = 1,227 \cdot 10^4$ mm³. Leikkausjännitykseksi ja taivutusjännitykseksi saadaan

$$\tau_o = 184,45 \text{ kN} / 1963 \text{ mm}^2 = 94,0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = 2,806 \text{ kNm} / (1,227 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3) = 228,7 \text{ MPa}$$

Vertailujännitykseksi muodostuu

$$\sigma_{VVEH} = ((\sigma_o)^2 + 3 \cdot (\tau_o)^2)^{0,5} = ((228,7)^2 + 3 \cdot (94,0)^2)^{0,5} = 281 \text{ MPa}$$

3.9.4. Olkatapin jännitys kaatumisen lopussa

Selvitetään vielä jännitys kaatumisen lopussa, jolloin ainoa vaikuttava voima on sivuttaisvoima, jolla on arvo

$$F_s = \text{sivuttaisvoima} = 70 \text{ kN}$$

$$M_s = \text{sivuttaisvoiman momentti} = F_s \cdot 0,562 \text{ m} = 39,34 \text{ kNm}$$

Sivuttaisvoiman momentti synnyttää olkatappiin voimaparin, jonka suuruus on

$$F_m = 39,34 \text{ kNm} / 0,125 \text{ m} = 314,7 \text{ kN}$$

Samanaikaisesti sivuttaisvoima vaikuttaa näihin samoihin kohtiin voimalla

$$F_s / 2 = 70 \text{ kN} / 2 = 35 \text{ kN}$$

Olkanivelen keskiosan yläreunaan kohdistuu siis voima $F_m - F_s / 2 = 279,7$ kN ja alareunaan voima $F_m + F_s / 2 = 349,7$ kN. Edellisten jännitystarkasteluiden mukaisesti olkatapin taivutusmomentiksi saadaan

$$M_A = M_B = F \cdot L / 2 = 349,7 \text{ kN} \cdot 0,025 \text{ m} / 2 = 4,371 \text{ kNm}$$

Leikkaus- ja taivutusjännityksiksi muodostuu

$$\tau_o = 349,7 \text{ kN} / 1963 \text{ mm}^2 = 178,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = 4,371 \text{ kNm} / (1,227 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3) = 356,2 \text{ MPa}$$

Vertailujännitykseksi saadaan tässä tapauksessa

$$\sigma_{VVEH} = ((\sigma_o)^2 + 3 \cdot (\tau_o)^2)^{0,5} = ((356,2)^2 + 3 \cdot (178,1)^2)^{0,5} = 471 \text{ MPa}$$

3.10. Olkapään laakerointi

3.10.1. Yleistä olkapään laakereista

Olkapään laakerointi on perinteisesti hoidettu siten, että pystyvoiman, joka on suurin yksittäinen voima, aiheuttamaa kitkaa vähennetään asentamalla vierintälaakeri pystytu- en ja olka-akselin väliin. Koska linja-auton kuormitukset tälle painelaakerille ovat hyvin suuret, siihen on tämänkin työn puitteissa asennettava aksiaalinen rullalaakeri.

Olkapään haaroihin asennetaan liukulaakerit, joiden nimelliset sisä- ja ulkohalkaisi- jat ovat 50 mm ja 60 mm. Laakeriholkkien pituus on 75 mm. Tarkastellaan seuraavassa laakerien kuormitusta kaarreaajossa lähellä kaatumista sekä kaatumisen lopussa.

3.10.2. Jarrutustilanne kaarreaajossa lepokitkakertoimella 0,85

Tarkastellaan seuraavaksi olkatapin laakerien kuormitusta jarrutustilanteessa ajettaessa lähellä auton kaatumista, jossa lepokitkakertoimen arvo on 0,85. Tällöin kuormitukset ovat:

$$F_h = \text{pystyvoima} = 70 \text{ kN}$$

$$F_s = \text{sivuttaisvoima} = 59,7 \text{ kN}$$

$$M_s = \text{sivuttaisvoiman momentti} = F_s \cdot 0,562 \text{ m} = 33,55 \text{ kNm}$$

$$F_k = \text{jarrutusvoima} = 22,44 \text{ kN}$$

$$M_{kv} = \text{jarrutusmomentti} = F_k \cdot 0,562 \text{ m} = 12,61 \text{ kNm}$$

$$F_{n \text{ akselisto}} = \text{nyökkäysvoima} = 16,237 \text{ kN}$$

Nyökkäysvoima tulee nyt kokonaan ulommalle pyörälle, joten

$$F_{h \text{ kok}} = (70 + 16,237) \text{ kN} = 86,24 \text{ kN}.$$

Pystyvoimasta aiheutuva taivutusmomentti on

$$M_{h \text{ kok}} = F_{h \text{ kok}} \cdot 0,165 \text{ m} = 86,24 \text{ kN} \cdot 0,165 \text{ m} = 14,23 \text{ kNm}.$$

Pystyvoiman momentti kumoo osan sivuttaisvoiman momentista, jolloin kokonaismomentiksi muodostuu

$$M_{\text{kok}} = M_s - M_h = (33,55 - 14,23) \text{ kNm} = 19,32 \text{ kNm}$$

Momentti purkautuu olkatapin laakereille voimaparina, jonka suuruus on

$$F_m = 19,32 \text{ kNm} / 0,225 \text{ m} = 85,87 \text{ kN}.$$

Samanaikaisesti sivuttaisvoima vaikuttaa näihin samoihin kohtiin voimalla

$$F_s / 2 = 59,7 \text{ kN} / 2 = 29,85 \text{ kN}.$$

Ylempään laakeriin kohdistuu siis voima $F_m - F_s / 2 = 56,02 \text{ kN}$ ja alalaakeriin voima $F_m + F_s / 2 = 115,72 \text{ kN}$. Jarrutusvoimasta aiheutuu olkatapin molempiin laakereihin voima

$$F_k / 2 = 22,44 \text{ kN} / 2 = 11,22 \text{ kN}.$$

Lisäksi jarrutusmomentti M_{kv} aiheuttaa olkalaakereille voimaparin

$$F_{kv} = M_{kv} / 0,225 \text{ m} = 12,61 \text{ kNm} / 0,225 \text{ m} = 56,04 \text{ kN}$$

Olkatapin alalaakerilla jarruvoima ja jarrutusmomentin voima vahvistavat toisiaan, jolloin kokonaisvoimaksi muodostuu $F_{kv} + F_k / 2 = 67,26 \text{ kN}$. Tarkastellaan tässä alempaa laakeria, koska siinä voimat ovat suuremmat kuin yläläakerissa. Momentti/sivuttaisvoimat ja jarruvoimat ovat kohtisuorassa toisiaan vastaan, joten kokonaisvoimaksi alalaakerille muodostuu

$$F_{\text{kok}} = ((F_m + F_s / 2)^2 + (F_{kv} + F_k / 2)^2)^{0,5} \text{ eli}$$

$$F_{\text{kok}} = ((115,72 \text{ kN})^2 + (67,26 \text{ kN})^2)^{0,5} = 133,85 \text{ kN}$$

Olkalaakerin tasoon projisoitu pinta-ala on $75 \text{ mm} \cdot 50 \text{ mm} = 3750 \text{ mm}^2$, joten laakerin pintapaineeksi muodostuu

$$p = 133,85 \text{ kN} / 3750 \text{ mm}^2 = 35,69 \text{ MPa}$$

3.10.3. Laakerien pintapaine kaatumistilanteessa

Selvitetään vielä pintapaine kaatumisen lopussa, jolloin ainoa vaikuttava voima on sivuttaisvoima, jolla on arvo

$$F_s = \text{sivuttaisvoima} = 70 \text{ kN}$$

$$M_s = \text{sivuttaisvoiman momentti} = F_s \cdot 0,562 \text{ m} = 39,34 \text{ kNm}$$

Sivuttaisvoiman momentti synnyttää olkalaakereihin voimaparin, jonka suuruus on

$$F_m = 39,34 \text{ kNm} / 0,225 \text{ m} = 174,84 \text{ kN}$$

Samanaikaisesti sivuttaisvoima vaikuttaa laakereihin voimalla

$$F_s / 2 = 70 \text{ kN} / 2 = 35 \text{ kN}$$

Olkanivelen ylempään laakeriin kohdistuu siis voima $F_m - F_s / 2 = 139,84 \text{ kN}$ ja alalaa-keriin voima $F_m + F_s / 2 = 209,84 \text{ kN}$.

Alemman olkalaakerin pintapaineeksi tasoon projisoituna muodostuu

$$p = 209,84 \text{ kN} / 3750 \text{ mm}^2 = 55,96 \text{ MPa}$$

3.10.4. Olkanivelen aksiaalinen vierintälaakeri

Olkanivelen pyöriminen on hyvin vähäistä, joten laakeri valitaan staattisen kantokyvyn mukaan. Ekvivalenttinen staattinen laakerikuorma saadaan kaavasta

$$P_0 = F_a \quad F_a \text{ on laakerin aksiaalikuorma}$$

Sopivan kokoinen laakeri olisi esimerkiksi SKF 81210 TN, jonka sisähalkaisija on 50 mm ja ulkohalkaisija 78 mm sekä korkeus 22 mm. Tämän laakerin dynaaminen kantokyky C on 91,5 kN ja staattinen kantokyky C_0 on 300 kN. Väsytyskuorman raja-arvo $P_u = 31 \text{ kN}$ on kuitenkin liian pieni.

Väsytysensietonsa puolesta laakeri SKF 81212 TN on sopivampi, sillä sen P_u -arvo on 47,5 kN. Tämän laakerin sisähalkaisija on 60 mm ja ulkohalkaisija 95 mm sekä korkeus 26 mm. Dynaaminen kantokyky C on 137 kN ja staattinen kantokyky C_0 on 465 kN. Laakerien asennuksessa akselille sopiva toleranssiasema on h8 ja pesälle H9.

3.11. Napalaakeroinnin laskenta

3.11.1. Laakerien koko ja etäisyys

Koska ympärillä olevat muut osat rajoittavat laakereiden kokoa, on laakereiden suurin sallittu halkaisija noin 160 mm. Suurempi, kaarreaajossa ulomman pyörän aksiaalista sivuttaisvoimaa kantava laakeri sijoitetaan olka-akselin tyveen. Laakerit asennetaan vastakkain ns. O-rakenteeksi siten, että syntyy välyksetön kokoonpano ja kokonaisuus kantaa sen sisällä syntyviä aksiaalivoimakomponentteja. Lagerinbyggnader i motorfordon (1966, s. 73) ehdottaa, että laakereiden vaikutuspisteiden välinen etäisyys olka-akselilla olisi 12-15 % pyörän halkaisijasta, joka Kabusin tapauksessa olisi 135-169 mm. Tässä laskelmassa laakerien tehollisena etäisyytenä on käytetty arvoa 150 mm. Laakerien kestojen laskennassa ei kuulu lähtökohtaisesti käyttää mitään kuormitusker-toimia, vaan liikkeelle lähdetään aidoista pyörän staattisista kuormituksista. Laskenta suoritetaan luvussa 2.3. esitetyn laakeriteorian mukaisesti.

3.11.2. Ajo suoralla tiellä

Pyörään vaikuttaa pystyvoima $F_h = 35$ kN, mutta laakerilaskelmissa tätä ei huomioida kokonaan, vaan siitä vähennetään pyöräkokonaisuuden paino, jonka massaksi on arvioitu 225 kg; tästä aiheutuu pyörävoiman pieneneminen 2207 N:lla. Täten laakerien kuormitukseksi muodostuu 32128 N. Kova ajo edellyttäisi kuormitusarvion lisäämistä 20 %:lla, mutta koska linja-autolla normaalisti ajetaan hyväkuntoisilla teillä, on tässä tapauksessa arvoa korotettu vain noin 10 %:lla, jolloin kuormitukseksi voidaan arvioida 35000 N. Laakerien radiaaliset kuormitukset lasketaan kaavoista

$$F_{r1} = \varepsilon_1 \cdot F_h + \varepsilon_2 \cdot f \cdot F_h \quad F_{r2} = (1 - \varepsilon_1) \cdot F_h + \varepsilon_2 \cdot f \cdot F_h$$

$$\varepsilon_1 = a / l = 0,867 \quad \varepsilon_2 = R_H / l = 3,75$$

Edellisissä kaavoissa F_{r1} on isomman (sisemmän) laakerin radiaalikuorma ja F_{r2} pienemmän (ulomman), F_h on pystyvoima, a on pystyvoiman kuormituslinjan etäisyys ulomman laakerin vaikutuspisteestä, l on laakerien vaikutuspisteiden välinen etäisyys ja R_H on pyörän säde. Valitaan pienemmäksi laakeriksi (laakeri 2) SKF 32212 J2/Q, jonka a -mitta on 24 mm ja dynaaminen kantokyky C on 125000 N sekä isommaksi laakeriksi (laakeri 1) SKF 30315 J2/Q, jonka a -mitta on 31 mm ja dynaaminen kantokyky C on 246000 N.

Tien epätasaisuudesta oletetaan aiheutuvaksi sivuttaisvoima $f \cdot F_h$, joka aiheuttaa laakereille aksiaalisen lisävoiman. Kertoimelle f ohje ehdottaa käytettäväksi arvoa 0,05, jolloin $f \cdot K$ saa arvon 1750 N. Kun nämä arvot sijoitetaan edellä esitettyihin kaavoihin, saadaan ne muotoon

$$F_{r1} = 0,867 \cdot 35000 \text{ N} + 3,75 \cdot 0,05 \cdot 35000 \text{ N} = 36,908 \text{ kN}$$

$$F_{r2} = 0,133 \cdot 35000 \text{ N} + 3,75 \cdot 0,05 \cdot 35000 \text{ N} = 11,218 \text{ kN}$$

SKF:n pääluettelon mukaan laakereiden aksiaalikerroimet Y ja vakiot e ovat valituille laakereille seuraavat: $Y_1 = 1,70$ ja $e_1 = 0,35$ sekä $Y_2 = 1,50$ ja $e_2 = 0,40$ (sisemmän laakerin Y -arvon pitää mielellään olla suurempi kuin ulomman). Näiden avulla muodostetaan suhteet:

$$F_{r1} / Y_1 = 21,7 \text{ kN} > 7,5 \text{ kN} = F_{r2} / Y_2$$

Tällöin laakerikokonaisuuden sisäinen aksiaalivoima on kuvan 12 laskentaohjeen mukaisesti $F_a = 0,5 \cdot F_{r1} / Y_1 = 10,855 \text{ kN}$. Tämän avulla muodostetaan suhteet

$$F_a / F_{r1} = 0,29 (< e_1) \text{ ja } F_a / F_{r2} = 0,97 (> e_2)$$

Laakereille voidaan nyt määrittää ekvivalenttiset dynaamiset kuormitukset (kaavassa esiintyvälle kertoimelle X pätee kartiorullalaakereilla arvo 0,4):

$$P_1 = F_{r1} = 36,908 \text{ kN}$$

$$P_2 = X_2 \cdot F_{r2} + Y_2 \cdot F_a = 0,40 \cdot 11,218 \text{ kN} + 1,50 \cdot 10,855 \text{ kN} = 20,770 \text{ kN}$$

3.11.3. Kaarreajo

Ohjeen mukaan pyörävoimat kaarreajossa lasketaan kitkakertoimen $\mu = 0,25$ mukaan. Luvun 3.1. mukaisesti pyörävoimille saadaan tällöin seuraavat arvot:

Ulompi pyörä:	pystyvoima = 45,255 kN	sivuttaisvoima = 11,314 kN
Sisempi pyörä:	pystyvoima = 24,745 kN	sivuttaisvoima = 6,186 kN

Koska laskennan kohteena ovat laakerivoimat, on pystyvoimista vähennettävä pyörän kokonaispaino eli 2207 N. Korjatut voimat ovat

Ulompi pyörä:	pystyvoima = 43,048 kN	sivuttaisvoima = 11,314 kN
Sisempi pyörä:	pystyvoima = 22,538 kN	sivuttaisvoima = 6,186 kN

Laakerivoimat ulommalle pyörälle lasketaan seuraavilla kaavoilla, kun F_h on tehollinen pystyvoima:

$$F_{r1} = \varepsilon_1 \cdot F_h + \varepsilon_2 \cdot F_s$$

$$F_{r2} = (1 - \varepsilon_1) \cdot F_h - \varepsilon_2 \cdot F_s$$

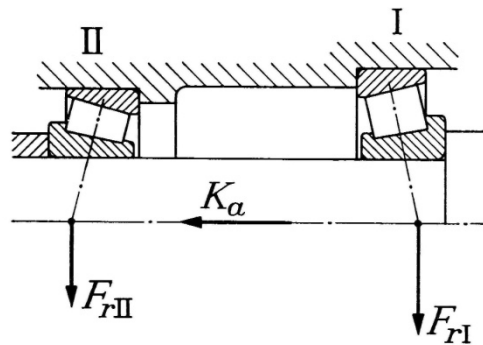
Laakerien kuormitukset ovat (säteisvoimat ja akselin aksiaalivoima):

$$F_{r1} = 0,867 \cdot 43,048 \text{ kN} + 3,75 \cdot 11,314 \text{ kN} = 79,750 \text{ kN}$$

$$F_{r2} = 0,133 \cdot 43,048 \text{ kN} - 3,75 \cdot 11,314 \text{ kN} = -36,702 \text{ kN}$$

$$K_a = F_s = 11,314 \text{ kN}$$

Alla oleva kuva esittää ulomman pyörän laakerien voimatasapainoa



Kuva 30

Ulomman pyörän laakerikuormat kaarreajossa

Laakereiden aksiaalivoimiksi saadaan

$$0,5 \cdot F_{r1} / Y_1 = 0,5 \cdot 79,750 \text{ kN} / 1,70 = 23,46 \text{ kN}$$

$$0,5 \cdot F_{r2} / Y_2 = 0,5 \cdot 36,702 \text{ kN} / 1,50 = 12,23 \text{ kN}$$

Koska aksiaalivoimien erotus $11,23 \text{ kN} < K_a$, niin aksiaalivoimat lasketaan seuraavasti:

$$F_{a2} = 0,5 \cdot F_{r2} / Y_2 = 12,23 \text{ kN}$$

$$F_{a1} = F_{a2} + K_a = 23,54 \text{ kN}$$

Koska $F_{a1} / F_{r1} = 23,54 \text{ kN} / 79,750 \text{ kN} = 0,30 < 0,35 = e_1$

ja $F_{a2} / F_{r2} = 12,23 \text{ kN} / 36,702 \text{ kN} = 0,33 < 0,40 = e_2$, niin laakereille voidaan nyt määrittää ekvivalenttiset dynaamiset kuormitukset seuraavasti:

$$P_1 = F_{r1} = 79,750 \text{ kN}$$

$$P_2 = F_{r2} = 36,702 \text{ kN}$$

Sisemmän pyörän laakerivoimat lasketaan kaavoilla

$$F_{r1} = \varepsilon_1 \cdot F_h - \varepsilon_2 \cdot F_s$$

$$F_{r2} = (1 - \varepsilon_1) \cdot F_h + \varepsilon_2 \cdot F_s$$

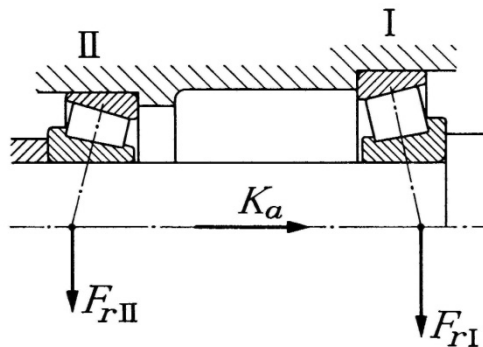
Laakerien kuormitukset ovat (säteisvoimat ja akselin aksiaalivoima):

$$F_{r1} = 0,867 \cdot 22,538 \text{ kN} - 3,75 \cdot 6,186 \text{ kN} = -3,657 \text{ kN}$$

$$F_{r2} = 0,133 \cdot 22,538 \text{ kN} + 3,75 \cdot 6,186 \text{ kN} = 26,195 \text{ kN}$$

$$K_a = F_s = 6,186 \text{ kN}$$

Alla oleva kuva esittää sisemmän pyörän laakerikuormituksia.



Kuva 31

Sisemmän pyörän laakerikuormitukset kaarreaajossa.

Laakereiden aksiaalivoimiksi saadaan

$$0,5 \cdot F_{r1} / Y_1 = 0,5 \cdot 3,657 \text{ kN} / 1,70 = 1,076 \text{ kN}$$

$$0,5 \cdot F_{r2} / Y_2 = 0,5 \cdot 26,195 \text{ kN} / 1,50 = 8,732 \text{ kN}$$

Koska aksiaalivoimien erotus $7,656 \text{ kN} > K_a$, niin aksiaalivoimat lasketaan seuraavasti:

$$F_{a2} = 0,5 \cdot F_{r2} / Y_2 = 8,732 \text{ kN}$$

$$F_{a1} = F_{a2} - K_a = 2,546 \text{ kN}$$

$$\text{Koska } F_{a1} / F_{r1} = 2,546 \text{ kN} / 3,657 \text{ kN} = 0,70 > 0,35 = e_1$$

$$\text{ja } F_{a2} / F_{r2} = 8,732 \text{ kN} / 26,195 \text{ kN} = 0,33 < 0,40 = e_2, \text{ niin}$$

laakereiden ekvivalenttiset dynaamiset kuormitukset lasketaan seuraavasti:

$$P_1 = X_1 \cdot F_{r1} + Y_1 \cdot F_{a1} = 0,4 \cdot 3,657 \text{ kN} + 1,70 \cdot 2,546 \text{ kN} = 5,790 \text{ kN}$$

$$P_2 = F_{r2} = 26,195 \text{ kN}$$

3.11.4. Laakerien kestoikä

Lagerinbyggnader i motorfordon (1966, s. 75) ehdottaa kestoiän laskentaan käytäntöä, jonka mukaan 90% ajomatka oletetaan olevan suoralla tiellä ajoa, 5% kaarretta oikealle ja 5% kaarretta vasemmalle. Tällöin kunkin laakerin keskikuormitus voidaan laskea seuraavalla kaavalla, johon sijoitetaan laakerin ekvivalenttiset dynaamiset kuormitukset suoralla ajossa ja kaarreaajossa sekä sisäkaarteessa että ulkokaarteessa:

$$P_m = (0,90 \cdot P_{\text{suora}}^3 + 0,05 \cdot P_{\text{oikea}}^3 + 0,05 \cdot P_{\text{vasen}}^3)^{1/3}$$

Kun edellä lasketut ekvivalenttiset dynaamiset kuormitusarvot sijoitetaan tähän kaavaan, saadaan sisemmälle, isommalle laakerille keskikuormitus

$$P_{m1} = ((0,90 \cdot 36,908^3 + 0,05 \cdot 79,750^3 + 0,05 \cdot 5,790^3)^{1/3}) \text{ kN} \quad \text{eli}$$

$$P_{m1} = 41,334 \text{ kN}$$

Ulompana sijaitsevalle, pienemmälle laakerille saadaan vastaavasti keskikuormitus

$$P_{m2} = ((0,90 \cdot 20,770^3 + 0,05 \cdot 36,702^3 + 0,05 \cdot 26,195^3)^{1/3}) \text{ kN} \quad \text{eli}$$

$$P_{m2} = 22,529 \text{ kN}$$

Edellä laskettujen keskikuormitusten avulla voidaan määrittää laakerien todennäköinen kestoikä miljoonina kierroksina seuraavan kaavan avulla, jossa C on laakerin dynaaminen kantokyky, P_m on keskikuormitus ja eksponentti p on 10/3 kartiorullalaakerilla

$$L = (C / P_m)^p$$

Kun edellä esitetty kaava kerrotaan lausekkeella $(2 \cdot \pi \cdot R_H)$, jossa R_H on pyörän vierintäsäde millimetreinä, saadaan kestoikä kilometreinä:

$$L_s = 2 \cdot \pi \cdot R_H (C / P_m)^p$$

Isommalle, olka-akselin tyvessä sijaitsevalle laakerille saadaan kestoikäksi

$$L_1 = (C_1 / P_{m1})^p = (246 \text{ kN} / 41,334 \text{ kN})^{10/3} = 382,0 \text{ (miljoonaa kierrosta)}$$

$$L_{s1} = 2 \cdot \pi \cdot R_H (C_1 / P_{m1})^p = 2 \cdot \pi \cdot R_H \cdot L = 2 \cdot \pi \cdot 562 \cdot 382,0 = 1,35 \cdot 10^6 \text{ (km)}$$

Pienemmälle, olka-akselin ulkopäässä sijaitsevalle laakerille saadaan kestoikä

$$L_2 = (C_2 / P_{m2})^p = (125 \text{ kN} / 22,529 \text{ kN})^{10/3} = 302,4 \text{ (miljoonaa kierrosta)}$$

$$L_{s2} = 2 \cdot \pi \cdot R_H (C_2 / P_{m2})^p = 2 \cdot \pi \cdot R_H \cdot L = 2 \cdot \pi \cdot 562 \cdot 302,4 = 1,07 \cdot 10^6 \text{ (km)}$$

3.12. Navan suunnittelu

3.12.1. Kuormituksen luonne

Napaan kohdistuu pyörivä väsyttävä kuormitus jatkuvasti, joten sen mitoitus on suoritettava siten, että jännitykset jäävät riittävällä varmuudella väsymisrajan alapuolelle. Seuraavissa kohdissa tarkastellaan navan jännityksiä erilaisissa kuormitustilanteissa. Jännitystarkastelu suoritetaan kolmessa eri kohdassa, kiinnityslaipan tyviosalla, ulomman laakerin kohdalla ja navan sisäreunalla, koska näissä kohdissa ilmeisimmin esiintyvät suurimmat jännityskeskittymät. Eri kuormitustilanteita vastaavat vertailujännitysten kuvaajat navan eri dimensioiden funktioina on esitetty liitesivuilla 12–26.

3.12.2. Jarrutustilanne ajettaessa suoralla tiellä

Sivuttaisvoima ja sen aiheuttama momentti voidaan jättää tarkastelun ulkopuolelle. Pysyvoiman arvona on tässä käytetty mitoituskuormitukseksi asetettua 120 kN:a, vaikka todellisuudessa suoralla ja tasaisella tiellä pyörän kuormitus on vain 35 kN lisättynä jarrutustilanteessa nyökkäysvoiman arvolla 8,119 kN. Tällöin varmuuskertoimeksi kuormituksen suhteen muodostuu hyvällä tiellä ajettaessa $120 / 43,12 = 2,78$. Napaan kohdistuvia kuormittavia voimia luvun 2.1.4. mukaisesti ovat

Pystyvoima $F_H = 120 \text{ kN}$
 Jarruvoima $F_k = 22,4 \text{ kN}$
 Jarrutusmomentti $M_k = 12,61 \text{ kNm}$

Jarrutusmomentti ei kuitenkaan kohdistu tarkasteltaviin navan kohtiin, vaan se välittyy levypyörän kiinnityskohdan kautta jarrurumpuun tai jarrulevyyn. Jarrutuksen aiheuttaman nyökkäysvoiman ajatellaan arvoltaan pienenä sisältyvän pystyvoiman arvoon.

Jännitykset laippaosassa:

Arvioidaan napalaipan etäisyydeksi pyörän keskilinjasta noin 150 mm (arvo riippuu renkaan leveydestä). Yhdistetty napaan vaikuttava voima ja sen aiheuttama taivutusmomentti ovat

$$F_{\text{kok}} = (F_H^2 + F_k^2)^{1/2} = (120^2 + 22,4^2)^{1/2} \text{ kN} = 122 \text{ kN}$$

$$M_{\text{kok}} = F_{\text{kok}} \cdot 0,150 \text{ m} = 18,31 \text{ kNm}$$

Kokonaisvoima jakautuu laipan kehälle leikkausjännityksenä (laipan sivuosat) sekä positiivisena (yläreuna) että negatiivisena (alareuna) normaalijännityksenä, joten jännitys ei ole yksiselitteisesti määriteltävissä. Tarkastellaan laipan sylinterimäistä (tai kartiomaista) leikkauskohtaa mahdollisimman läheltä tyviosaa, jolloin sen halkaisija on noin 200 mm. Kun laipan paksuutta merkitään kirjaimella L , kohdistuu jännitys pintalalle $A = 2 \cdot \pi \cdot 100 \cdot L \text{ mm}$. Pystysuuntaan vaikuttavaksi jännitykseksi muodostuu tällöin, kun L annetaan millimetreinä

$$S_{\text{pysty}} = F_{\text{kok}} / A = 122 \text{ kN} / (2 \cdot \pi \cdot 100 \cdot L \text{ mm}^2) = 194,2 \text{ N} / (L \text{ mm}^2)$$

Taivutusmomentti aiheuttaa laipan leikkauskohdan ylä- ja alalaidalla vaakasuuntaisen jännityksen, jonka suuruus saadaan selville olettamalla laipan leikkauskohta putken seinämäksi ja määrittämällä sen taivutusvastus. Taivutusvastukseksi saadaan, kun L annetaan millimetreinä:

$$W_t = (\pi \cdot R^3 / 4) - (\pi \cdot r^3 / 4) = ((\pi \cdot (100+L)^3 / 4) - (\pi \cdot 100^3 / 4)) \text{ mm}^3 \quad \text{eli}$$

$$W_t = ((\pi / 4) \cdot ((100+L)^3 - 100^3)) \text{ mm}^3 = 0,785 \cdot ((100+L)^3 - 100^3) \text{ mm}^3$$

Vaakasuuntainen jännitys leikkauskohdan ylä- ja alalaidalla saadaan siis kaavasta

$$S_{\text{vaaka}} = M_{\text{kok}} / W_t = 18,31 \text{ kNm} / (0,785 \cdot ((100+L)^3 - 100^3) \text{ mm}^3) \quad \text{eli}$$

$$S_{\text{vaaka}} = 2,332 \cdot 10^7 \text{ N} / (((100+L)^3 - 100^3) \text{ mm}^2)$$

Kun pysty- ja vaakajännitysten suhteita tutkitaan, havaitaan, että L :n arvon vaihdellessa välillä 12-30 mm pysty- ja vaakavoimien keskenään muodostaman kulman suuruus vaihtelee välillä $16^\circ - 18^\circ$. Lisäksi levypyörä aiheuttaa napaan alareunassa jännityksen ylös ja sisään, yläreunassa taas ylös ja ulos. Tästä on seurauksena se, että navan muoto on kyseisessä leikkauskohdassa optimissaan kartiomainen kärkekulman vaihdellessa ainepaksuuden mukaan välillä $32^\circ - 36^\circ$. Itse asiassa tämä navan laajenemiskohta ulommalta laakerilta laippaa kohti on optimissaan kaksoiskaareva pinta, koska optimikulma pienenee ulospäin mentäessä. Pystyvoimahan pysyy tällöin vakiona, mutta taivutusmomentti kasvaa. Tilaongelmien vuoksi tällaista optimaalista muotoilua ei voi kuitenkaan kovin pitkälle toteuttaa. Käytännössä tuo kulma muodostuu hyvin suureksi, jolloin valtaosa jännityksestä esiintyy leikkauksena.

Liitteessä 12 on kaavion muodossa esitetty jännitysten riippuvuus ainepaksuudesta. Koska vertailujännityksen arvo riippuu hyvin oleellisesti siitä, miten suuri osa jännityksestä on leikkausta, on kaaviossa annettu kolme eri jännitysarvoa. $\sigma_{\text{vertPutki}}$ esittää jännitystä silloin, kun leikkauskohta on puhtaasti putkimainen, $\sigma_{\text{vertLaippa}}$ taas esittää jännitystä siinä tapauksessa, että leikkauskohta on puhtaasti laippamainen. Edellisessä tapauksessa pystyvoima aiheuttaa leikkausta ja taivutusmomentti normaalijännitystä. Jälkimmäisessä tapauksessa pystyvoima aiheuttaa leikkauskohdan ylä- ja alalaidalle normaali-jännitystä ja taivutusmomentti taas leikkausta. Jännitysarvo $\sigma_{\text{vertOptimi}}$ esittää jännitystä siinä tapauksessa, että laippa on optimaalisen kartiomainen. Tällöin jännitykset on laskettu neliöllisesti yhteen. Edellisissä tapauksissa vertailujännitys on laskettu normaaliin tapaan kaavalla

$$\sigma_{\text{vert}} = (\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2)^{1/2}$$

Käytännön muotoilutilanteessa laippaosa on melko pystyssä asennossa, joten turvalisinta on käyttää mitoituksen apuna kaaviossa esiintyviä suurimpia jännitysarvoja.

Navan sylinterimäisen osan jännitykset:

Seuraavaksi tarkastellaan navan putkimaisen osan jännityksiä ulomman laakerin sisemällä reunalla, koska laakerin kohdalla taivutusjännitys on putkessa suurimmillaan ja toisaalta putki ohenee seinämältään ulomman laakerin kohdalla. Kuormittavia voimia luvun 2.1.4. mukaisesti ovat

$$\text{Pystyvoima } F_H = 120 \text{ kN}$$

$$\text{Jarruvoima } F_k = 22,4 \text{ kN}$$

Tällöin kokonaiskuormitukseksi muodostuu

$$F_{\text{kok}} = (F_H^2 + F_k^2)^{1/2} = (120^2 + 22,4^2)^{1/2} \text{ kN} = 122 \text{ kN}$$

Tarkastellaan nyt navan kuormituksia laakerivoimien avulla. Jos kuormituslinjan etäisyyttä ulomman laakerin keskikohdasta kuvataan kirjaimella a ja ulompien laakerikehi- en keskinäistä etäisyyttä kirjaimella l , niin pyöräkuorma jakaantuu laakerikohtiin siten, että sisemmän laakerin kuorman osuudeksi muodostuu a / l ja ulomman laakerin osuu- deksi $(l - a) / l$. Kun ulomman laakerin voimaa merkitään F_{ulko} :lla ja sisemmän $F_{\text{sisä}}$:llä, saadaan voimille arvot

$$F_{\text{ulko}} = F_{\text{kok}} \cdot (l - a) / l = 122 \text{ kN} \cdot (115 - 102) / 115 = 13,8 \text{ kN}$$

$$F_{\text{sisä}} = F_{\text{kok}} \cdot (a) / l = 122 \text{ kN} \cdot 102 / 115 = 108,2 \text{ kN}$$

Sisemmän laakerivoiman momenttivarsi ulomman laakerin sisälaidalla on 100 mm, jo- ten tarkasteltavan leikkauskohdan kuormitukset ovat

$$F_{\text{sisä}} = 108,2 \text{ kN}$$

$$M_t = F_{\text{sisä}} \cdot 0,100 \text{ m} = 10,82 \text{ kNm}$$

Laakerin SKF 32212 J2/Q ulkohalkaisija on SKF:n laakeriluettelon mukaan 110 mm. Kun putken paksuutta merkitään kirjaimella L , niin leikkauskohdan pinta-alaksi ja sii- hen kohdistuvaksi leikkausjännitykseksi saadaan, kun L annetaan millimetreinä:

$$A = (\pi \cdot R^2) - (\pi \cdot r^2) = (\pi \cdot (55+L)^2) - (\pi \cdot 55^2) \text{ mm}^2 = \pi \cdot (110 \cdot L + L^2) \text{ mm}^2$$

$$\tau = F_{\text{sisä}} / A = 108,2 \text{ kN} / (\pi \cdot (110 \cdot L + L^2)) \text{ mm}^2 = (3,444 \cdot 10^4 / (110 \cdot L + L^2)) \text{ MPa}$$

Leikkauskohdan taivutusvastukselle ja taivutusjännitykselle saadaan lausekkeet

$$W_t = (\pi \cdot R^3 / 4) - (\pi \cdot r^3 / 4) = ((\pi \cdot (55+L)^3 / 4) - (\pi \cdot 55^3 / 4)) \text{ mm}^3 \quad \text{eli}$$

$$W_t = ((\pi / 4) \cdot ((55+L)^3 - 55^3)) \text{ mm}^3 = 0,785 \cdot ((55+L)^3 - 55^3) \text{ mm}^3$$

$$\sigma_t = M_t / W_t = 10,82 \text{ kNm} / (0,785 \cdot ((55+L)^3 - 55^3) \text{ mm}^3) \quad \text{eli}$$

$$\sigma_t = (1,378 \cdot 10^7 / ((55+L)^3 - 55^3)) \text{ MPa}$$

Kun edellä esitetyillä kaavoilla lasketut jännitysarvot sijoitetaan kaavaan

$$\sigma_{\text{vert}} = (\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau^2)^{1/2}, \quad \text{saadaan liitteessä 13 esitetyt tulokset.}$$

Jännitykset navan sisäreunalla:

Navan seinämänpaksuus on ohuimmillaan sisemmän laakerin kohdalla, koska taivutusjännitys pienenee lähestyttäessä sitä. On syytä tutkia myös siinä esiintyvä leikkausjännitys, koska navan pääty on ohuehkon seinämänsä takia joustava eikä välttämättä kannaa kuormitusta koko leikkauspinnallaan. Olettakaamme, että se kantaa kuormaa vain puolella pinta-alallaan. Tällöin voidaan leikkausta kantavalle pinta-alalle ja leikkausjännitykselle muodostaa alla olevat lausekkeet. Sisemmän laakerin SKF 30315 J2/Q ulkohaalkaisija on 160 mm.

$$A = (\pi \cdot R^2 - \pi \cdot r^2) / 2 = ((\pi \cdot (80+L)^2 - \pi \cdot 80^2) / 2) \text{ mm}^2 \quad \text{eli}$$

$$A = (\pi \cdot (160 \cdot L + L^2) / 2) \text{ mm}^2$$

$$\tau = F_{\text{sisä}} / A = 2 \cdot 108,2 \text{ kN} / (\pi \cdot (160 \cdot L + L^2)) \text{ mm}^2 \quad \text{eli}$$

$$\tau = (6,888 \cdot 10^4 / (160 \cdot L + L^2)) \text{ MPa}$$

Kun tämä leikkausjännitys muunnetaan vastaavaksi vetojännitykseksi vakiovääristymisenergiähypoteesin mukaisesti, saadaan vertailujännitys

$$\sigma_{\text{vert}} = (3 \cdot \tau^2)^{1/2} = (3 \cdot (6,888 \cdot 10^4 / (160 \cdot L + L^2))^2)^{1/2}$$

Vertailujännityksen riippuvuus seinämänpaksuudesta on esitetty liitteessä 14.

3.12.3. Jarrutustilanne kaarreaajossa lepokitkakertoimella 0,60

Kaarreaajossa lepokitkakertoimella $\mu = 0,60$ (vastaava keskeiskiihtyvyys $5,9 \text{ m/s}^2$) pyörän navan kuormitukset rajoittuvat kohtien 2.1.4. ja 3.1. mukaisesti arvoihin

Pystyvoima	$F_h = 59,6 \text{ kN}$
Sivuttaisvoima	$F_s = \mu \cdot F_h = 35,8 \text{ kN}$
Sivuttaisvoiman momentti	$M_s = F_s \cdot 0,562 \text{ m} = 20,1 \text{ kNm}$
Jarrutusvoima	$F_k = 22,44 \text{ kN}$
Nyökkäysvoima	$F_{n \text{ akselisto}} = 16,237 \text{ kN}$

Ulomman pyörän osuus akseliston kuormasta on $(F_h / (F_h + F_s)) \cdot 100 = 85,16$ ajettaessa kitkakertoimella $\mu = 0,60$. Tällöin ulomman etupyörän osalle tulee etuakselin nyökkäysvoimasta

$$F_{\text{hun}} = 0,8516 \cdot 16,237 \text{ kN} = 13,83 \text{ kN}, \text{ jolloin kokonaispystyvoima on}$$

$$F_{\text{h kok}} = (59,6 + 13,83) \text{ kN} = 73,4 \text{ kN}$$

Kun tämän pystyvoiman ja jarrutusvoiman vektorit lasketaan yhteen, saadaan näiden voimien yhteisvaikutukseksi

$$F_{\text{kok}} = (F_{\text{h kok}}^2 + F_{\text{k}}^2)^{1/2} = (73,4^2 + 22,44^2)^{1/2} \text{ kN} = 76,75 \text{ kN}$$

Tarkastellaan ensin jännitystilannetta laipan tyvessä.

Yllä määritetty kokonaisvoima aiheuttaa tarkasteltavaan leikkauskohtaan taivutusmomentin

$$M_{\text{kok}} = F_{\text{kok}} \cdot 0,150 \text{ m} = 76,75 \text{ kN} \cdot 0,150 \text{ m} = 11,51 \text{ kNm}$$

Sivuttaisvoiman momentti on tämän kanssa samansuuntainen, joten kokonaismomentiksi muodostuu

$$M_{\text{t}} = M_{\text{kok}} + M_{\text{s}} = (11,51 + 20,1) \text{ kNm} = 31,61 \text{ kNm}$$

Lisäksi leikkauskohtaa kuormittavat sivuttaisvoima ja edellä laskettu kokonaisvoima. Sivuttaisvoima vinouttaa taivutuksen aiheuttamaa jännityskenttää ja kokonaisvoima aiheuttaa sitä vastaan kohtisuoran jännityskentän.

$$F_{\text{s}} = 35,8 \text{ kN} \qquad F_{\text{kok}} = 76,75 \text{ kN}$$

Tarkastellaan jännitystä leikkauskohdan alalaidalla, koska siellä sivuttaisvoima vahvistaa taivutuksen vaikutusta. Samalla tavoin kuin edellä käsiteltiin jännityksiä suoralla tiellä, merkitään nytkin laipan paksuutta kirjaimella L . Pystysuuntaan vaikuttavaksi jännitykseksi muodostuu, kun L annetaan millimetreinä

$$S_{\text{pysty}} = F_{\text{kok}} / A = 76,75 \text{ kN} / (2 \cdot \pi \cdot 100 \cdot L \text{ mm}^2) = 122,2 \text{ N} / (L \text{ mm}^2)$$

Taivutusvastus leikkauskohdassa on, kun L annetaan millimetreinä

$$W_{\text{t}} = 0,785 \cdot ((100+L)^3 - 100^3) \text{ mm}^3$$

Taivutuksen aiheuttama vaakasuuntainen jännitys leikkauskohdan ylä- ja alalaidalla saadaan kaavasta

$$S_{\text{t vaak}} = M_{\text{t}} / W_{\text{t}} = 31,61 \text{ kNm} / (0,785 \cdot ((100+L)^3 - 100^3)) \text{ mm}^3 \quad \text{eli}$$

$$S_{t\text{ vaaka}} = 4,027 \cdot 10^7 \text{ N} / (((100+L)^3 - 100^3) \text{ mm}^2)$$

Sivuttaisvoima aiheuttaa vaakasuuntaisen jännityksen

$$S_{s\text{ vaaka}} = F_s / A = 35,8 \text{ kN} / (2 \cdot \pi \cdot 100 \cdot L \text{ mm}^2) = 56,98 \text{ N} / (L \text{ mm}^2)$$

Vaakasuuntainen voima leikkauskohdan alareunassa on kokonaisuudessaan

$$S_{\text{vaaka}} = S_{t\text{ vaaka}} + S_{s\text{ vaaka}} \quad \text{eli}$$

$$S_{\text{vaaka}} = 4,027 \cdot 10^7 \text{ N} / (((100+L)^3 - 100^3) \text{ mm}^2) + 56,98 \text{ N} / (L \text{ mm}^2)$$

Liite 15 esittää vertailujännityksen riippuvuutta laipan ainevahvuudesta. Tuloksista havaitaan, että nyt vaakavoima on täysin hallitseva suuresta taivutusmomentista ja sivuttaisvoimasta johtuen. Pysty- ja vaakasuuntaisen jännityksen resultantin suunta poikkeaa vain 5,6 – 6,5 astetta vaakatasosta, kun ainevahvuus vaihtelee välillä 12 – 30 mm. Tämä aiheuttaa sen, että optimijännityksen kuvaaja yhtyy putkimaisen kappaleen jännitystä esittävään kuvaajaan. Koska laipan asento on todellisuudessa lähellä pystysuoraa, esiintyy jännitys laipassa lähes täysin leikkauksena.

Jännitys on siis kaarreaajossa laskettava kaavalla

$$\sigma_{\text{vert}} = (S_{\text{pysty}}^2 + 3 \cdot S_{\text{vaaka}}^2)^{1/2}$$

Navan sylinterimäisen osan jännitykset:

Seuraavaksi tarkastellaan navan putkimaisen osan jännityksiä ulomman laakerin sisemällä reunalla, koska laakerin kohdalla taivutusjännitys on putkessa suurimmillaan ja toisaalta putki ohenee seinämältään ulomman laakerin kohdalla. Napaa kuormittavia voimia ovat tässäkin tapauksessa

$$F_{\text{kok}} = 76,75 \text{ kN}$$

$$F_s = 35,8 \text{ kN}$$

$$M_s = 20,1 \text{ kNm}$$

Tarkastellaan navan kuormituksia laakerivoimien avulla. Jos kuormituslinjan etäisyyttä ulomman laakerin keskikohdasta kuvataan kirjaimella a ja ulompien laakerikehien keskinäistä etäisyyttä kirjaimella l , niin pyöräkuorma jakaantuu laakerikohtiin siten, että sisemmän laakerin kuorman osuudeksi muodostuu a / l ja ulomman laakerin $(l - a) / l$. Kun ulomman laakerin voimaa merkitään F_{ulko} :lla ja sisemmän $F_{\text{sisä}}$:llä, saadaan voimille arvot

$$F_{\text{ulko}} = F_{\text{kok}} \cdot (1 - a) / l = 76,75 \text{ kN} \cdot (115 - 102) / 115 = 8,68 \text{ kN}$$

$$F_{\text{sisä}} = F_{\text{kok}} \cdot (a) / l = 76,75 \text{ kN} \cdot 102 / 115 = 68,07 \text{ kN}$$

Kokonaispyöryvoiman lisäksi sivuttaisvoiman momentti kuormittaa laakereita aiheuttaen voimaparin laakereille. Koska laakerien keskinäinen etäisyys on 115 mm, voimaparin suuruus on

$$S = M_s / 0,115 \text{ m} = 20,1 \text{ kNm} / 0,115 \text{ m} = 174,78 \text{ kN}$$

Koska kokonaispyöryvoima on lähes pystysuorassa, voidaan sen aiheuttamat laakerivoimat laskea suoraan yhteen sivuttaisvoiman aiheuttamien laakerivoimien kanssa. Ulomman ja sisemmän laakerin kokonaisvoimaksi muodostuu täten

$$F_{\text{u kok}} = F_{\text{ulko}} - S = 8,68 \text{ kN} - 174,78 \text{ kN} = -166,10 \text{ kN}$$

$$F_{\text{s kok}} = F_{\text{sisä}} + S = 68,07 \text{ kN} + 174,78 \text{ kN} = 242,85 \text{ kN}$$

Sivuttaisvoima kulkee läpi koko naparakenteen sisemmän laakerin ulkokehälle asti aiheuttaen negatiivisen normaalijännityksen tarkasteltavaan leikkauskohtaan.

Sisemmän laakerivoiman momenttivarsi ulomman laakerin sisälaidalla on 100 mm, joten tarkasteltavan leikkauskohdan kuormitukset ovat

$$F_s = 35,8 \text{ kN}$$

$$F_{\text{s kok}} = 242,85 \text{ kN}$$

$$M_t = F_{\text{s kok}} \cdot 0,100 \text{ m} = 24,285 \text{ kNm}$$

Ulomman laakerin SKF 32212 J2/Q ulkohalkaisija on 110 mm. Kun putken paksuutta merkitään kirjaimella L , niin leikkauskohdan pinta-alaksi ja siihen kohdistuvaksi normaali- ja leikkausjännitykseksi saadaan, kun L annetaan millimetreinä:

$$A = (\pi \cdot R^2) - (\pi \cdot r^2) = (\pi \cdot (55+L)^2) - (\pi \cdot 55^2) \text{ mm}^2 \quad \text{eli}$$

$$A = \pi \cdot (110 \cdot L + L^2) \text{ mm}^2$$

$$\sigma = F_s / A = 35,8 \text{ kN} / (\pi \cdot (110 \cdot L + L^2)) \text{ mm}^2 \quad \text{eli}$$

$$\sigma = (1,140 \cdot 10^4 / (110 \cdot L + L^2)) \text{ MPa}$$

$$\tau = F_{\text{s kok}} / A = 242,85 \text{ kN} / (\pi \cdot (110 \cdot L + L^2)) \text{ mm}^2 \quad \text{eli}$$

$$\tau = (7,730 \cdot 10^4 / (110 \cdot L + L^2)) \text{ MPa}$$

Leikkauskohdan taivutusvastukselle ja taivutusjännitykselle saadaan lausekkeet

$$W_t = (\pi \cdot R^3 / 4) - (\pi \cdot r^3 / 4) = ((\pi \cdot (55+L)^3 / 4) - (\pi \cdot 55^3 / 4)) \text{ mm}^3 \quad \text{eli}$$

$$W_t = ((\pi / 4) \cdot ((55+L)^3 - 55^3)) \text{ mm}^3 = 0,785 \cdot ((55+L)^3 - 55^3) \text{ mm}^3$$

$$\sigma_t = M_t / W_t = 24,285 \text{ kNm} / (0,785 \cdot ((55+L)^3 - 55^3) \text{ mm}^3) \quad \text{eli}$$

$$\sigma_t = (3,094 \cdot 10^7 / ((55+L)^3 - 55^3)) \text{ MPa}$$

Taivutusjännitys ja normaalijännitys vahvistavat toisiaan navan alalaidalla, joten yhdistetyksi normaalijännitykseksi muodostuu

$$\sigma_{\text{kok}} = \sigma_t + \sigma = (3,094 \cdot 10^7 / ((55+L)^3 - 55^3) + 1,140 \cdot 10^4 / (110 \cdot L + L^2)) \text{ MPa}$$

Kun edellä esitetyillä kaavoilla lasketut jännitysarvot σ_{kok} ja τ sijoitetaan kaavaan

$$\sigma_{\text{vert}} = (\sigma_{\text{kok}}^2 + 3 \cdot \tau^2)^{1/2},$$

saadaan liitteen 16 kaaviossa esitetyt tulokset.

Navan sisälaidan jännitykset:

Seuraavaksi tutkitaan navan sisälaidan jännitystä sisemmän laakerin ulkolaidan kohdalla. Koska reuna on ohuehko, niin oletetaan, että vain puolet siitä kantaa leikkausjännitystä, mutta koko pinta-ala kantaa sivuttaisvoimaa. Sisemmän laakerin SKF 30315 J2/Q ulkohalkaisija on 160 mm. Poikkipinta-aloille, normaalijännitykselle ja leikkausjännitykselle saadaan seuraavat lausekkeet:

$$A_\tau = (\pi \cdot R^2 - \pi \cdot r^2) / 2 = ((\pi \cdot (80+L)^2 - \pi \cdot 80^2) / 2) \text{ mm}^2 \quad \text{eli}$$

$$A_\tau = (\pi \cdot (160 \cdot L + L^2) / 2) \text{ mm}^2$$

$$\tau = F_{s \text{ kok}} / A_\tau = 2 \cdot 242,85 \text{ kN} / (\pi \cdot (160 \cdot L + L^2)) \text{ mm}^2 \quad \text{eli}$$

$$\tau = (1,546 \cdot 10^5 / (160 \cdot L + L^2)) \text{ MPa}$$

$$A_\sigma = (\pi \cdot (160 \cdot L + L^2)) \text{ mm}^2$$

$$\sigma = F_s / A_\sigma = 35,8 \text{ kN} / (\pi \cdot (160 \cdot L + L^2) \text{ mm}^2) \quad \text{eli}$$

$$\sigma = (1,140 \cdot 10^4 / (160 \cdot L + L^2)) \text{ MPa}$$

Kun saadut jännityksen arvot sijoitetaan alla esitettyyn vertailujännityksen kaavaan, saadaan liitteessä 17 esitetty kuvaaja, jossa näkyy jännityksen riippuvuus navan sisälaidan seinämänpaksuudesta.

$$\sigma_{\text{vert}} = (\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2)^{1/2}$$

$$\sigma_{\text{vert}} = ((1,140 \cdot 10^4 / (160 \cdot L + L^2))^2 + 3 \cdot (1,546 \cdot 10^5 / (160 \cdot L + L^2))^2)^{1/2}$$

Edellä oleva kaava antaa jännityksen megapascalina. Kun verrataan leikkausjännityksen ja normaalijännityksen lausekkeita, havaitaan, että leikkausjännitys on suuruudeltaan yli kymmenkertainen normaalijännitykseen verrattuna. Tarvittava seinämänpaksuus määräytyy tämän takia leikkausjännityksen perusteella.

Liitesivuilla 18–26 on esitetty navan jännitysten riippuvuus laipan ja sylinteriosan dimensioista kolmessa eri kuormitustilanteessa: kaarteessa kitkakertoimilla 0,75 ja 0,85 sekä lisäksi kaatumistilanteessa.

4. TULOKSET JA NIIDEN TARKASTELU

4.1. Olka-akselin jännitykset

4.1.1. Jännitysten staattinen tarkastelu

Taulukossa 2 on esitetty olka-akselin tyven vertailujännitykset megapascaleina eri kuormitustapauksissa. Arvot on annettu 75 mm:n akselihalkaisijalle; sulkeisiin on merkitty vastaava jännitysarvo 80 mm:n akselihalkaisijalle. Näiden lisäksi taulukkoon sisältyvät olka-akselin muiden kriittisten kohtien selvitetty jännitykset.

Taulukko 2

Olka-akselin jännitykset megapascaleina eri kuormitustapauksissa. Sulkeettomat arvot vastaavat akselihalkaisijaa 75 mm ja sulkeisiin merkityt arvot 80 mm:n akselihalkaisijaa.

<i>Kuormitus- tyyppi</i>	<i>Akselin tyvi</i>	<i>Akselin ulkopää</i>	<i>Olkapää keskus</i>	<i>Olkapää haarat</i>	<i>Haarojen tyvi</i>
Ajo suoralla, jarrutus	140 (120)		190	140	170
Kaarre $\mu=0,60$	420 (350)		80		
Kaarre, jarru $\mu=0,60$	410 (340)		130		
Kaarre $\mu=0,75$	600 (490)				
Kaarre, jarru $\mu=0,75$	590 (480)		160		
Kaarre $\mu=0,85$	730 (610)	210	170		
Kaarre, jarru $\mu=0,85$			190	100	240
Kaatumisen loppuvaihe	950 (780)		300	80	-170

Saaduista tuloksista nähdään, että jos olka-akselin materiaalina käytetään lujaa nuorru-tusterästä, jonka myötöraja R_e on 800 MPa, ylittyy 75 mm:n akselilla myötöraja selvästi auton kaatumisen yhteydessä. Jos halkaisija sitä vastoin on 80 mm, kestää akseli nipin napin. Varmuutta myötöön nähden jää vain 1,03. Kaatumisrajan lähellä ajettaessa ($\mu=0,85$) 75 mm:n akseli kestää juuri ja juuri varmuuden ollessa 1,10. Varmuus myötöön nähden on 80 mm:n akselilla tällöin jo hieman suurempi eli 1,31. Koska varmuu-den pitäisi linja-auton akselissa olla ainakin 2,0 tai sitä suurempi, ei autoa saisi koskaan ajaa kaarteessa suuremmalla kitkakertoimella kuin 0,5. Dynaaminen analyysi luvussa 4.1.3. osoittaa tämän kitkarajan olevan vieläkin alempi.

Kaarreajon jännitysarvoista voidaan havaita, että akselin jännitys hieman pienenee jarrutettaessa täydellä teholla. Leikkausjännitys akselissa tosin kasvaa jarrutettaessa, mutta nyökkäysvoima pienentää sivuttaisvoiman vaikutusta niin paljon, että kokonais-jännitys pienenee; jännityksen alenema on tällöin noin 10 MPa.

Staattinen lujuustarkastelu antaa akselin kestävyydestä hyvin vajavaisen ja epävar-man kuvan, koska näihin tarkasteltuihin kaarrekuormitustapauksiin ei liity edes min-käänlaisia kuormituskertoimia. Ainoastaan suoralla tiellä ajossa on kuormituskerroin mukana. Tästä johtuen olkapään haarojen ja olkanivelen keskikohdan jännitysarvot ovatkin huomattavan korkeat suoralla ajossa, kun niitä verrataan kaarrekuormituksen vastaaviin arvoihin eri lepokitkakertoimilla.

Verrattaessa jännitysarvoja kaarreajossa kitkakertoimilla 0,60 ja 0,85, havaitaan, että olkapään keskikohdalla jännitysten suhde on 2,13, kun taas olka-akselin tyvikohdassa vastaava suhde on 1,74. Tämä osoittaa, että jännitys kasvaa olkapään keskellä hieman ”nopeammin” kuin olka-akselin tyvessä. Tästä huolimatta jännitykset ovat varsin turval-lisella tasolla muualla kuin akselin tyvessä. Toisaalta on kuitenkin todettava, että las-kennan tuottamat virheet näissä muissa kohdissa ovat varmasti suurempia kuin akselin tyvessä, koska ne ovat hankalia käsitellä laskennallisesti. Näiden kohtien tarkastelu lu-juuslaskentaohjelmilla antaisi lisävalaistusta asiaan.

Yleispäätelmänä saaduista jännitysarvoista voidaan todeta, että olka-akselin tyvi on kaikkein kriittisin kohta jännitysten kannalta. Kun verrataan jännitysarvon suhdetta kit-kakertoimeen eri keskeiskiihtyvyyksillä, voidaan todeta, että jännitys kasvaa ”nopeam-min” kuin kitkakerroin. Yhtenä selvänä syynä tähän on se, että sivuttaisvoima on kaar-reajossa päävastuussa jännityksen kasvusta ja toisaalta sivuttaisvoiman laskentakaavan toisessa termissä kitkakerroin esiintyy toisessa potenssissa (luku 3.1.).

4.1.2. Suoran ja haarallisen olka-akselin vertailua

Suoran tien jarrutustilanteesta voidaan päätellä, että olkanivelen keskikohta on herkempi pystyvoiman kannalta kuin olka-akselin tyvi. Muissa kuormitustapauksissa (kaarreaajo ja kaatuminen) olkanivelen keskikohdan jännitystaso on suunnilleen 20–30 % siitä, mitä se on olka-akselin tyvessä. Suoran tien jarrutustilanteessa jännitys olkatapin kohdalla

näyttäisi olevan lähes 40 % suurempi kuin akselin tyvikohdassa. Tyvijännitys 75 mm:n akselilla on 140 MPa ja olkanivelkohdan jännitys 195 MPa. Syynä tähän eroon on pystyvoiman ja jarruvoiman pidempi momenttivarsi olkapään kohdalla sekä jarrutusmomentti, joka aiheuttaa olkapäähän melko suuren vääntöjännityksen.

Vaikka jännitysarvo olkapään keskikohdalla on suoralla ajossa suurempi kuin akseliosan tyvässä, se asettuu kuitenkin Smithin väsymislujuuspiirroksen sisäpuolelle varmuudella 2,13. Koska suoralla ajon jarrutustilanteessa käytettiin pystyvoimalle kuormituserrointa 2,78 (luku 3.4.1), niin saatu arvo edustaa väsymisvarmuutta kolminkertaisella pystykuorman sysäyksellä. Kaarreaajossa kaatumisrajalla olkapään keskikohdan jännitys on edellä olevan taulukon mukaisesti sama 190 MPa kuin suoran tien tapauksessa. Kaarreaajossa ei ole kuitenkaan käytetty minkäänlaisia kuormituskertoimia, joten tällöin todellinen väsymisvarmuus on edellä mainittu 2,13, jota voidaan pitää varsin hyvänä arvona. Pohjana tässä laskelmassa käytettiin kuvan 32 mukaista kavennettua Smithin piirrosta ja keskijännityksen oletettiin kasvavan maksimijännityksen mukana.

Vaikka suoran olka-akselin käyttöön ei päädyttäisikään Kabusin kohdalla, on olkatapin keskikohdan suurehko rasitukset huomioitava pystytukivartta konstruoidessa. Olkatapin kiinnityskohtaan on silloinkin valittava riittävän luja, mutta myös sitkeä materiaali, koska kuormitukset ovat pystytukivarren holkissa samat kuin suorassa olka-akselissa; ainoastaan jarrutusvoiman aiheuttama taivutusmomentti puuttuu pystytukivaresta.

Tarkasteltujen kuormitustapausten perusteella voidaan todeta, että olkanivelkohdan vertailujännitykset haaramallisella olka-akselilla ovat huomattavasti pienemmät kuin suoralla olka-akselilla. Jännitystaso on suoran tien jarrutustilanteessa 25 % pienempi, jarrutustilanteessa kaatumisrajan lähellä 46 % pienempi ja kaatumisen loppuvaiheessa peräti 75 % pienempi. Tästä ei voida kuitenkaan tehdä sitä yksioikoista päätelmää, että suoraa olka-akselia ei kannattaisi ollenkaan harkita käyttöön otettavaksi, sillä se, mikä olka-akselin kohdalla voitetaan valittaessa haaramallinen akseli, se samalla menetetään pystytukivarren kohdalla. Olkanivelen keskipiste on nimittäin joka tapauksessa hyvin kuormitettu kohta naparakenteessa. Tässä työssä käytetyllä mitoituksella olkapään keskikohdan väsymislujuus on kuitenkin riittävän suuri.

4.1.3. Olka-akselin tyven dynaamiset kuormitukset

Pystysuuntainen sysäyskuormitus

Kuten luvussa 3.8. todettiin, lepokuormaan nähden kaksin- ja kolminkertaisella pystysuuntaisella sysäyskuormituksella varmuus väsymisen suhteen on hyvä olka-akselin tyvässä, kun tarkastellaan suoralla ajoa ja sisemmän pyörän kuormittumista kaarreaajossa. Kun olka-akselin materiaalina käytetään nuorrutusterästä, jonka murtolujuus on 1000 MPa, niin suoralla ajossa kaksinkertainen pystykuorman sysäys tuottaa väsymisen suhteen varmuuden 4,4 ja kolminkertainen sysäys varmuuden 2,7. Kun tarkasteltiin si-

semmän olka-akselin kuormittumista kaarteissa ja samanaikaista kolminkertaista pystysuuntaista sysäyskuormitusta, saatiin varmuudeksi väsymisen suhteen 2,0.

Dynaamiset kuormitukset kaarreaajossa

Kaarreaajossa olka-akselin jännitys vaihtelee taulukon 3 mukaisesti. Taulukkoon on kerätty eri keskeiskiihtyvyyksiä vastaavat olka-akselin vertailujännitykset. Jännitysheilahduksen arvot on laskettu ulomman ja sisemmän pyörän jännitysten välille, koska pyörä on keskimäärin yhtä monta kertaa sisä- ja ulkokaarten puolella.

Taulukko 3

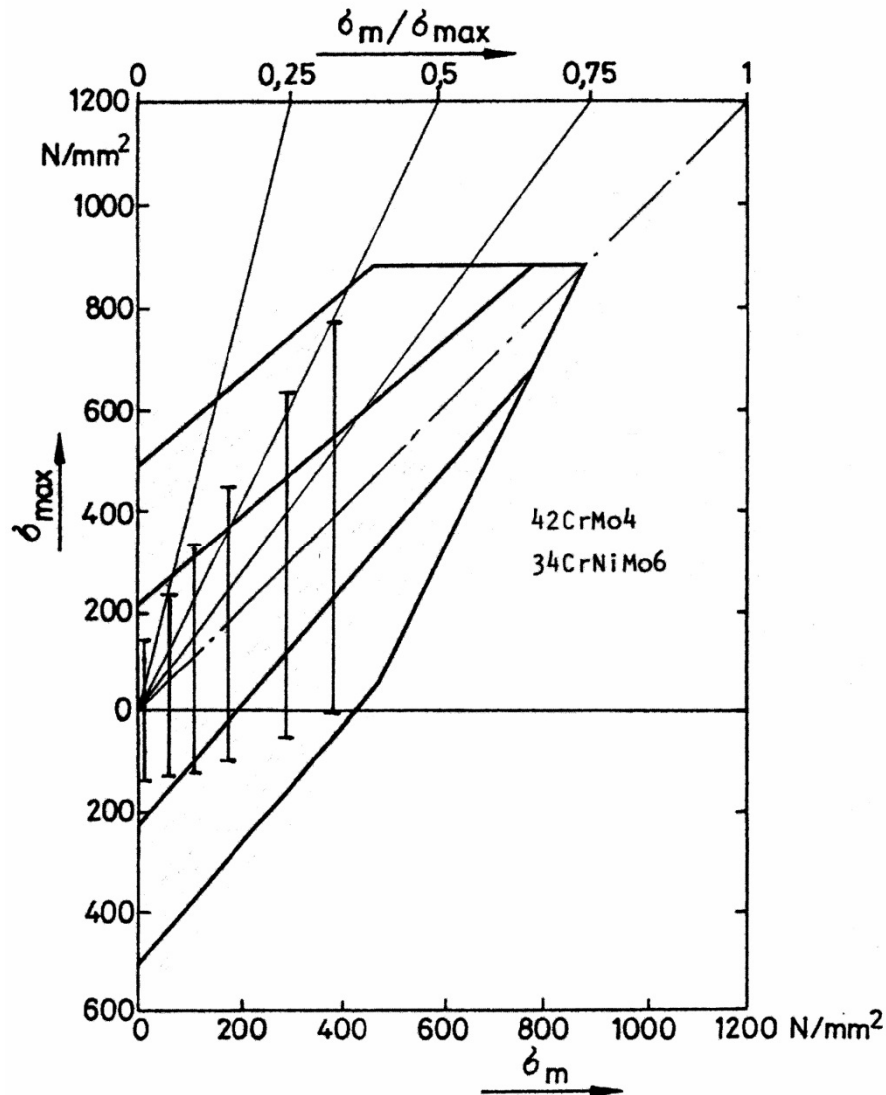
Olka-akselin tyven vertailujännitykset kaarreaajossa eri lepokitkakertoimilla sekä jännitysheilahdusten amplitudit ja keski-jännitykset

Lepokitka- kerroin μ	Kiihtyvyys m/s^2	Ulompi pyörä σ_{VVEH}/MPa	Sisempi pyörä σ_{VVEH}/MPa	$\sigma_a/$ MPa	$\sigma_m/$ MPa
0,10	0,98	20	-76	48	-28
0,15	1,47	42	-90	66	-24
0,20	1,96	70	-102	86	-16
0,30	2,94	140	-117	129	12
0,40	3,92	230	-121	176	55
0,50	4,91	320	-114	217	103
0,60	5,89	420	-96	258	162
0,75	7,36	600	-47	324	277
0,85	8,34	730	-2	366	364

Kuvassa 32 on edellisen taulukon suurimmat jännitysamplitudit merkitty Smithin väsymislujuuspiirrokseen. Kuten kuvasta voidaan havaita, kaikki kitkakerrointa $\mu = 0,50$ vastaavat ja sitä suuremmat jännitysarvot sijoittuvat sallitun jännitysalueen ulkopuolelle.

Kuten aikaisemmin todettiin, kaarreuormitusyhteisyydet kertyy auton elinaikana 670 000 kappaletta. Ongelmaksi näiden tarkastelussa muodostuu kuormituksen määrittäminen, sillä kaarteita ajetaan hyvin erilaisilla keskeiskiihtyvyyksillä. Koska kaarreuormitukset voivat olla hyvinkin suuria, muodostuu akselin kestoikä rajalliseksi; tällöin puhutaan aikalajuudesta σ_N , jonka suuruinen jännitys johtaa murtumaan, kun kuormitusjaksoja on kertynyt N kappaletta. Kestoikää on kaarreuormituksen yhteydessä tarkasteltava tästä syystä Wöhler-käyrien avulla. Näitä ei ole olemassa useimmille teräslaaduille, mutta ne voidaan helposti laatia likimääräisinä kaikille teräksille, joiden vetomurtolujuus tunnetaan. Tällöin oletetaan, että taivutusvaihtolujuus on noin $0,5 R_m$ eli puolet vetomurtolujuudesta. Tätä väsymislujuutta vastaavaksi kestoiluksi oletetaan vähintään

10^6 kuormitusyksiä. Kestolukua $N = 10^3$ vastaavana kestoparajana käytetään arvoa, joka on 90 % vetomurtolujuudesta. (Outinen & Salmi 2004, s. 374) Tällä perusteella piirretty Wöhler-käyrä on esitetty kuvassa 33. Tässä tarkastelussa on käytetty taivutusta vastaavaa Wöhler-käyrää, koska olka-akselin hallitseva kuormitustyyppi kaarreaajossa on juuri taivutus johtuen sivuttaisvoiman vaikutuksesta.

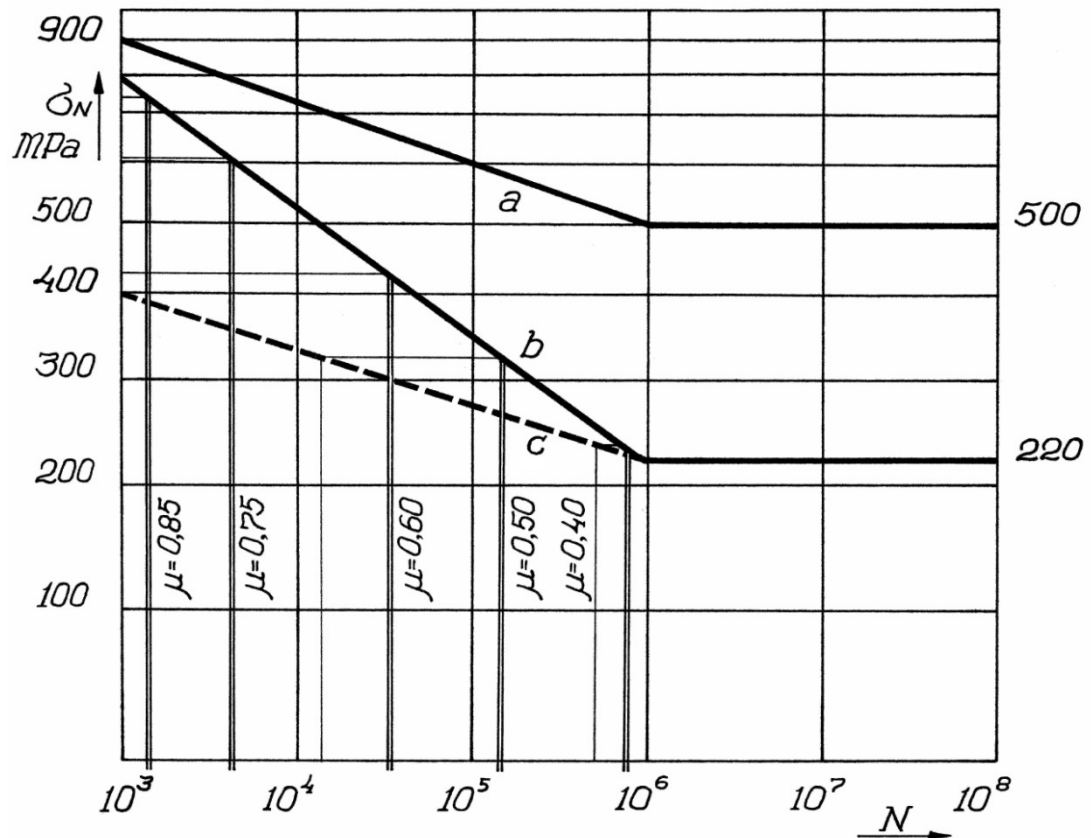


Kuva 32

Kaarrekuormituksia vastaavat taulukon 3 mukaiset jännitykset sijoitettuna Smithin väsymislujuuspiirrokseen

Kuvan 33 Wöhler-kuvaajaan on piirretty suurimmat edellisessä taulukossa esitetyt jännitykset (aikaluuudet), jolloin vaaka-akselilta voidaan lukea jännityksiä vastaavat kestopuvut eli kestopäät kuormitusjaksoina. Ylin kuvaaja a esittää pienikokoiselle hiotulle taivutussauvalle soveltuvia jännitysarvoja. Kuvaaja c esittää alennettuja jännitysarvoja, jotka on saatu ylemmästä kuvaajasta kertomalla jännitysarvot pintakertoimella, kokote-kijällä ja lovenvaikutusluvulla, jolloin alemman kuvaajan jännitysarvot ovat 44 prosent-

tia ylemmistä jännityksistä (luku 3.8.). Saadun kuvaajan c vino osa antaa ilmeisesti kuitenkin liian pieniä jännitysarvoja, koska kuormanvaihtokertojen vähetessä koon, muodon ja pinnanlaadun merkitys vähenee. Siksi kuvaan on piirretty myös todellisuutta paremmin kuvaava vino osa b siten, että sekä kuvaaja a että kuvaaja b kohtaavat pisteessä, jossa jännitys on 1000 MPa ja kuormanvaihtoluku 300 sykliä.



Kuva 33

Wöhler-kuvaaja, johon on piirretty taulukossa 3 esitetyjä suurimpia olka-akselin jännityksiä vastaavat kestoiät.

Kun eri keskeiskiihtyvyyksiä kuvataan niitä vastaavilla lepokitkakertoimilla, saadaan alla oleva yhteys kaarrekuormitusten ja olka-akselin kestojen välille:

$\mu = 0,85$	1400 kuormituskertaa	($a = 8,3 \text{ m / s}^2$)
$\mu = 0,75$	4200 kuormituskertaa	($a = 7,4 \text{ m / s}^2$)
$\mu = 0,60$	33 500 kuormituskertaa	($a = 5,9 \text{ m / s}^2$)
$\mu = 0,50$	141 000 kuormituskertaa	($a = 4,9 \text{ m / s}^2$)
$\mu = 0,40$	750 000 kuormituskertaa	($a = 3,9 \text{ m / s}^2$)

Aikaisemmin esitettiin, että linja-auton eliniän aikana kaarrekuormituskertoja kertyy yhteensä 670 000 kpl; tällöin kokonaisten jännityssyklien määrä on 335 000 kpl.

4.2. Olkatapin jännitykset ja pintapaineet

Taulukkoon 4 on koottu sekä olkatapin vertailujännitykset eri kuormitustapauksissa että olkapään liukulaakerien suurimmat pintapaineet.

Taulukko 4

Olkatapin jännitykset ja olkapään liukulaakerien pintapaine megapascalina eri kuormitustapauksissa.

<i>Kuormitus- tyyppi</i>	<i>Olkatappi σ_{VEH}</i>	<i>Laakerin pintapaine</i>
Kaarre $\mu=0,85$	280	
Kaarre, jarru $\mu=0,85$	280	36
Kaatumisen loppuvaihe	470	56

Olkatapin materiaalina on syytä käyttää lujaa nuorrutusterästä, kuten olka-akselissakin. Jännitykset ovat tällöin melko turvallisella tasolla väsymisenkin kannalta katsottuna, koska ne ovat alle puolet olka-akselin tyven jännityksistä vastaavissa kuormitustapauksissa. Olkatapin väsymistä olisi kuitenkin syytä tarkastella tiukempien kriteerien mukaan kuin olka-akselin, sillä sen kuormituksessa leikkausvoimilla on suuri osuus. Lisäksi jännitystila on muunnettu vetojännitystä vastaavaksi, jolle suositellaan alempia väsymislujuuksia kuin taivutukselle. Olkatapin tarkempi väsymisanalyysi edellyttäisi kuitenkin useampien kuormitustapausten tutkimista kuin tämän työn puitteissa on tehty. Laskelmathan suoritettiin vain kaatumistilanteessa ja ajettaessa kaatumisrajalla. Olkatapin kokoa saattaisi olla hyödyllistä suurentaa esimerkiksi 60 millimetriin, jolloin saavutettaisiin lujuuden lisäksi liukulaakereille pienempi pintapaine ja lisää kulumiskestävyyttä.

4.3. Pyörän navan jännitykset

Taulukossa 5 on esitetty navan laipan, sylinterimäisen osan ulkopään ja navan sisäreunan jännitykset erilaisissa kuormitustapauksissa. Navan mitoitus on tässä oletettu Rockwellin navan mukaiseksi eli laipan paksuus on 30 mm, sylinterin seinämänpaksuus ulomman laakerin sisäreunalla 37 mm ja navan sisälaidalla reunan paksuus 17 mm.

Taulukko 5

Pyörän navan jännitykset megapascalina eri kuormitustapauksissa.

<i>Kuormitus- tyyppi</i>	<i>Laipan tyvi</i>	<i>Sylinterin ulkopää</i>	<i>Navan sisäreuna</i>
Ajo suoralla, jarrutus	36	< 30	40
Kaarre, jarru $\mu=0,60$	60	< 80	80
Kaarre, jarru $\mu=0,75$	80	< 100	110
Kaarre, jarru $\mu=0,85$	90	< 120	130
Kaatumisen loppuvaihe	80	< 110	120

Navan kuormitus on pyörimisen takia kaikkein väsyttävintä verrattuna muihin naparakenteen komponentteihin. Jännitystaso on kuitenkin niin alhainen, että materiaalin ei tarvitse olla nuorrutusterästä, vaan tavanomaisempi valuteräs käy hyvin tähän tarkoitukseen. Pallografiittivalurautakin periaatteessa sopisi materiaaliksi, mutta teräs on kuitenkin luotettavampi paremman sitkeytensä ja väsymislujuutensa perusteella, jolloin ainepaksuudet voivat olla hieman pienemmät kuin valuraudalla (Raaka-ainekäsikirja 2, Taulukko 2, s. 39). Napa on kaikkein massiivisin komponentti, joten naparakenteen keventämistä harkittaessa se on järkevin kohde painon pudottamiseksi. Valittaessa lujempi teräs voidaan seinämien vahvuuksia pienentää. Liitteissä olevista kaavioista 12–26 käy ilmi jännitysten muuttuminen dimensioiden funktiona. Dimensioita pienennettäessä on kuitenkin muistettava varata riittävästi varmuutta väsymisen suhteen. Navan jännityksistä on todettava, kuten olka-akselin haaroistakin todettiin, että matemaattiset tarkastelut antavat tällaisissa massiivisissa osissa helposti virheellisiä tuloksia. Tästä syystä näitä yksityiskohtia olisi hyödyllistä tarkastella myös lujuuslaskentaohjelmien avulla.

4.4. Olka-akselin rakennevaihtoehtojen vertailu

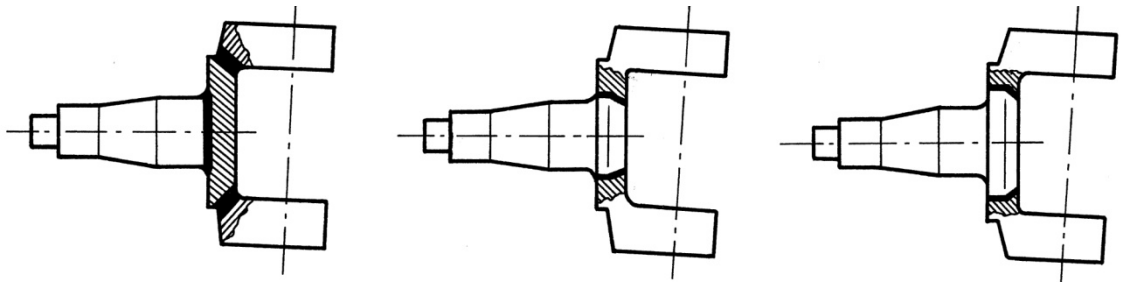
4.4.1. Haarukkamallinen olka-akseli

Kuvassa 21 esitetty rakenne edustaa autoteollisuudessa yleisesti käytettyä ja hyväksi koettua ratkaisua, joka kuitenkin edellyttää suuria sarjoja monimutkaisen, muottitaitonalla valmistettavan olka-akselinsa takia. Yksi painava syy rakenteen hyvin yleiseen

käyttöön on aikaisemmin ollut pyrkimys saada jäykän akselin akselipalkki mahdollisimman yksinkertaiseksi.

Olka-akseli on perinteisesti valmistettu nimenomaan muottitaonnalla, koska tällä valmistusmenetelmällä saavutetaan hyvät lujuusominaisuudet teräksen kiderakenteen edullisen suuntautumisen vuoksi. Akselin valmistus voitaisiin kuitenkin suorittaa myös valamalla tai sekamenetelmällä. Sekamenetelmässä varsinainen akseliosa voidaan valmistaa joko sorvaamalla tai takomalla, haarukkaosa taas valamalla tai osista hitsaamalla. Kätevin tapa akseliosan yhdistämiseksi valettuun haarukkaosaan olisi kitkahitsaus, laserhitsaus saattaisi olla myös käyttökelpoinen menetelmä.

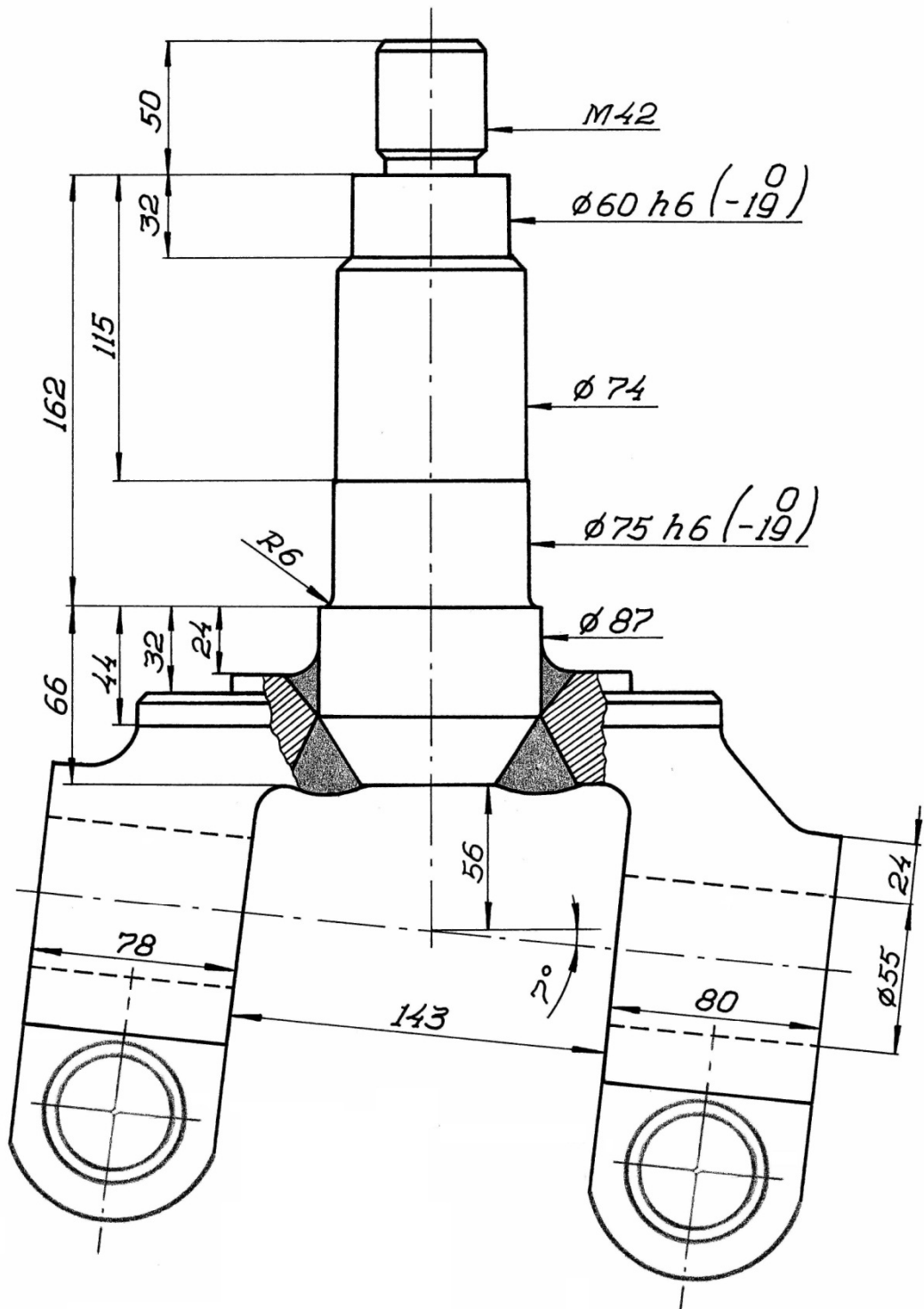
Kuvassa 34 on esitetty erilaisia sekarakenneratkaisuja. Sekarakennetta käytettäessä kannattaa akseli valmistaa sorvaamalla, sillä pelkän akselin takomisen sijasta on järkevämpää takoa koko olka-akseli siirtymällä samalla yksinkertaisempaan, käänteiseen olkapäärakenteeseen (kuva 23, luku 3.3.2.)



Kuva 34

Olka-akselin sekarakenteita; vasemmanpuoleinen on koottu osista hitsaamalla, keskimäisessä sorvattu akseliosa on hitsattu valettuun haarukkaosaan ja oikeanpuoleisessa ratkaisussa taottu akseliosa on hitsattu valettuun haarukkaan.

Sekamenetelmillä valmistetuissa olka-akseleissa voitaisiin käyttää taottua akseliosaa, kuten kuvassa 34 on esitetty, mutta silloin kokonaisuus tuskin muodostuu hinnaltaan edullisemmaksi kuin täysin taottu suora olka-akseli tarvittavien lisätyövaiheiden vuoksi. Kuva 35 esittää parhaaksi arvioitua sekarakennerakennetta, jossa akseliosa on sorvattu ja haarukkaosa valettu.



Kuva 35

Sekarakenteena valmistettava haarukkamallinen olka-akseli; akseliosa sorvataan, haarukkaosa valetaan. Osat voidaan liittää toisiinsa joko kitka-, kaari- tai laserhitsauksella. (Kuvassa olevat akseliosan pyöristys ja halkaisijamuutokset eivät kelpaa malliksi hyvästä muotoilusta, sillä niiden pyöristyssäteet ovat dynaamisen kuormituksen kannalta aivan liian pienet).

4.4.2. Yhtenäisrakenne

Kuvan 22 yhtenäisrakenne soveltuu parhaiten henkilöautoihin. Oleellista siinä on olkapään ja tukivarsien laakereiden sijoittaminen toistensa yhteyteen. Tätä laakeroointitapaa käytetään yleisesti sekä etu- että takavetoisissa henkilöautoissa, joissa ylänivel on yleensä korvattu iskunvaimentimella ja sen joustavalla kiinnityksellä auton koriin.

Kabusin tapaisessa raskaassa ajoneuvossa ko. naparakenteen käyttö olisi hankalaa, koska palloniveliä olisi oltava suurikokoisia ja silloin olkatappilinja siirtyisi helposti liian kauas pyörän keskilinjasta (olkapoikkeama) vaikeuttaen auton ohjattavuutta. Levyjarruja käytettäessä rakenne olisi helpompi toteuttaa, mutta rumpujarrujen yhteydessä tämä konstruktio tuskin tulisi kysymykseen. Kuvan 22 tapauksessa olkapoikkeama olisi noin 175 mm, kun se normaalityyppisellä (kuva 21) olka-akselilla on vain 100 mm.

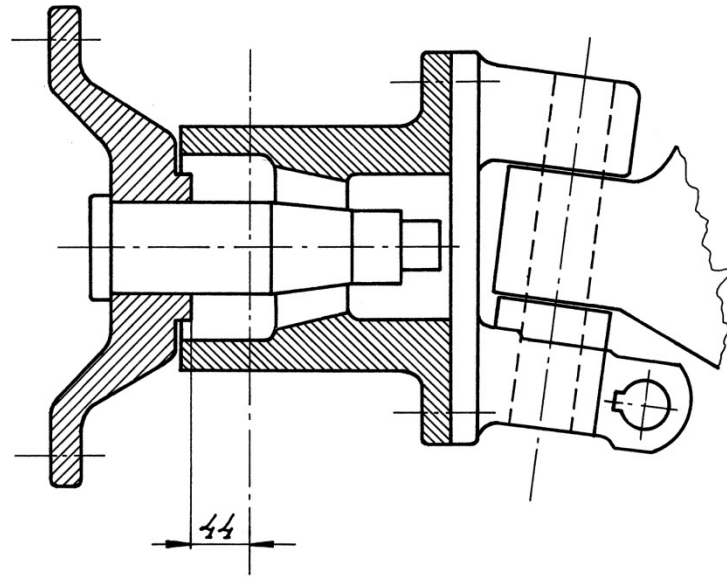
4.4.3. Suora olka-akseli

Käytettäessä käännettyä olkapäätä (kuva 23) muodostuvat takomisen työkalukustannukset olka-akselin yksinkertaisemman rakenteen vuoksi oleellisesti pienemmiksi kuin kuvan 21 mukaisessa haarukkarakenteessa ja siksi tämä akselityyppi soveltuu pienemmille sarjoille kuin haarukkamalli.

Tämän akselityypin käyttö on mahdollistunut raskaassakin kalustossa siirryttäessä erillistuentaisiin akselistoihin, jolloin paine olkapään korinpuoleisen osan (akselipalkki tai pystytukivarsi) rakenteen yksinkertaistamiseksi pienenee. Jäykkä akselipalkkihan valmistetaan joko valamalla tai takomalla, kun taas pystytukivarsi voidaan valmistaa esim. hitsaamalla, jolloin siirtyminen sen osalta haarukkarakenteeseen lisää suhteellisesti vain vähän valmistuskustannuksia.

4.4.4. Käänteinen naparakenne

Käänteisessä naparakenteessa akseli voidaan valmistaa joko sorvaamalla tai takomalla ja napa valamalla tai hitsaamalla. Asennustöiden helpottamiseksi napa voidaan valmistaa kahdesta osasta, jotka yhdistetään toisiinsa pulttiliitoksella. Kuvissa 36 ja 37 on esitetty kaksi erityyppistä käännettyä naparakennetta. Edellisessä kuormituslinjan etäisyys akselin tyvestä on sama kuin normaalin tyyppisessä navassa (kuvat 20 ja 21); tällöin olkapoikkeama (olkatappilinnan ja renkaan keskitason välinen etäisyys maan pinnassa) muodostuu kuitenkin kohtuuttoman suureksi.



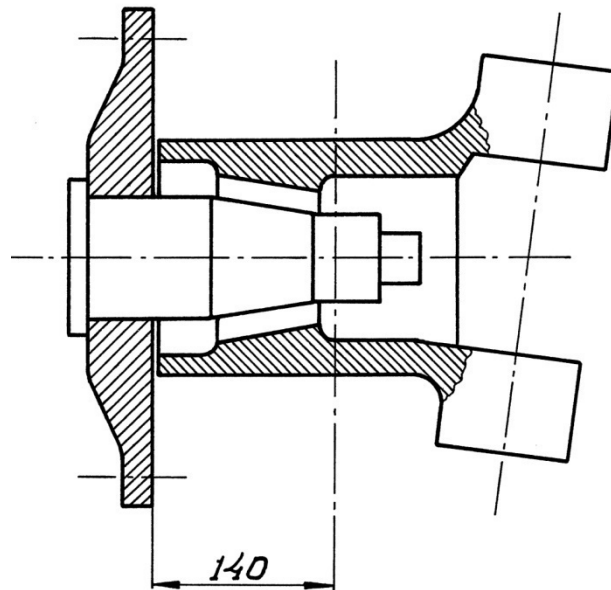
Kuva 36

Käänteinen naparakenne, jossa pystyvoiman kuormituslinjan etäisyys akselin tyvestä on sama kuin normaalin tyypisessä navassa, mutta olkapoikkeama on suuri

Kuvassa 37 olkapoikkeama ja laakerointi on säilytetty samanmittaisina kuin normaalinavassa käyttämällä keskeltä ulkonevaa napakiekkoo. Tässä ratkaisussa on se negatiivinen puoli, että pystyvoiman taivutusmomenttivarsi pitenee miltei sadalla millimetrillä. Tarkasteltaessa kyseisen naparakenteen akselin jännitystä ilmeni, että käänteisen navan akselihalkaisija muodostuu noin 20 mm normaalinavan akselihalkaisijaa suuremmaksi. Syinä tähän ovat:

- Käänteisessä naparakenteessa sivuttaisvoima ja pystyvoima vahvistavat kaareajossa toisiaan ulomman pyörän akselissa, kun taas normaalissa naparakenteessa ne kumoavat toistensa vaikutusta.
- Pystyvoiman taivutusmomenttivarsi on käännetyssä navassa suurempi, kuten edellä jo todettiin, ja täten sen suhteellinen osuus kokonaiskuormituksesta on huomattavasti suurempi kuin normaalinavassa. Tämä on vaarallista, koska samalla pystyvoiman sysäysvaikutus korostuu. Lisäksi pyörivä akseli on erityisen altis väsymiselle ja on mitoitettava sen mukaisesti.

Massaltaan käänteinen napa on lähes samaa suuruusluokkaa kuin normaalinapa. Laakeroinniltaan käänteinen napa on epäkäytännöllinen kuormituslinjan osuessa lähemmäksi pienempää laakeria. Laakerit olisikin sen tähden mitoitettava lähes yhtä suuriksi, jotta sisemmälle laakerille saavutettaisiin riittävä kestoikä. Jarrulaitteille navat tarjoavat suunnilleen samansuuruiset tilat.



Kuva 37

Käänteinen naparakenne, jossa olkapoikkeama on sama kuin normaalinavassa, mutta pystyvoiman kuormituslinjan etäisyys akselin tyvestä on suuri.

Yhteenvetona voidaan siis todeta, että käänteinen naparakenne on perinteistä akselirakennetta epäedullisempi erityisesti lujuusnäkökohtien kannalta. Lisäksi laakerien kuormitus on epäsuhtaista niiden kokoon nähden ja aiheuttaa siten runsaasti huoltotarvetta. Lujuusnäkökohtien kannalta epäedullinen rakenne aiheuttaa helposti myös massan kasvua kuormitusten kannalta optimaaliseen rakenteeseen verrattuna.

4.4.5. Suoran, taotun olka-akselin edut

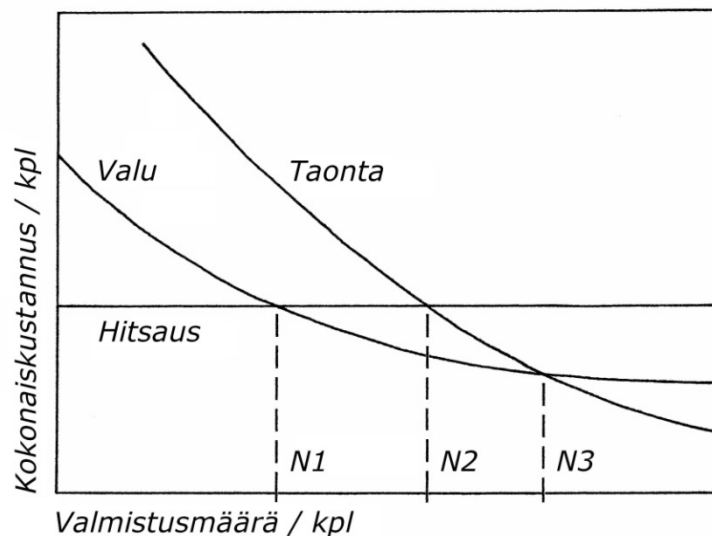
Vaikka valaminen tai osista hitsaamalla kokoaminen ovatkin pienten sarjojen valmistusmenetelminä taloudellisesti edullisimpia vaihtoehtoja, on muottitaonta kuitenkin olka-akselin paras valmistusmenetelmä, koska sillä saavutetaan akselille parhaat lujuusominaisuudet johtuen tasalaatuisuudesta ja edullisesta kiderakenteen suuntautumisesta lujuuden kannalta. Samasta teräksestä valmistettaessa valettu tuote on heikompi kuin taottu; myötöraja ja iskusitkeys ovat valetussa tuotteessa huonommat. Taottaessa kiderakenne saadaan suuntautumaan jännitysten mukaiseksi ja samalla materiaalin virheiden vaikutus lujuuteen vähenee.

Koska linja-auton komponenteilta on aiheellista vaatia erityisen suurta luotettavuutta ja kestävyyttä, on takomalla valmistettava normaalityyppinen olka-akseli käännettyllä olkapäällä varustettuna erittäin hyvä konstruktio; olka-akseli on tällöin siis suora (kuva 23). Tämän tyyppinen olka-akseli on paljon helpompi ja halvempi takoa kuin haarukkatyyppinen akseli; muottikustannuksetkin muodostuvat huomattavasti pienemmiksi.

Koska erillistuentaissa akselistossa ei ole tarvetta yksinkertaistaa akselipalkin rakennetta, voidaan olkanivelen haarukka aivan hyvin sijoittaa pystytukivarren puolelle olka-akselin asemesta; onhan siinä pystysuora pintakin jo valmiina. Ainoa muutos, joka pitää käännettyä olkapäätä käytettäessä tehdä, on raidetankojärjestely. Tällöin sekä ohjauksvaihteeseen liitetty vipu että pyörät yhdistävän raidetangon vipu on kiinnitettävä toisiinsa. Mikäli ohjauksessa käytetään jaettua raidetankoa, tätä ongelmaa ei ole ollenkaan.

4.5. Valmistusmenetelmät ja sarjasuuruus

Teräsosien valmistusmenetelmät voidaan jakaa lastuamiseen, kokoamiseen hitsaamalla, valamiseen ja taontaan (kuumamuokkaukseen). Metalliaihiosta lastuaminen soveltuu naparakenteen osista ainoastaan olkatapille, joka on järkevää valmistaa esimerkiksi valmiiksi nuorrutetusta akselist. Navan ja olka-akselin valmistaminen osista hitsaamalla on hankalaa; tällaisena sekarakenteena voitaisiin tosin haarallinen olka-akseli valmistaa kokoamalla se kahdesta osasta. Tällöin akseliosa kannattaisi valmistaa nuorrutustestangosta sorvaamalla ja hiomalla ja liittää se valettuun haaraosaan hitsaamalla. Tällaisia rakenteita on esitetty kuvissa 34 ja 35. Valmiilla tangolla saavutettaisiin akseliosalle paremmat lujuusominaisuudet kuin valmistamalla koko olka-akseli valamalla.



Kuva 38

Sarjasuuruuden vaikutus kappaleen valmistuksen kokonaiskustannuksiin eri valmistusmenetelmiä käytettäessä; suora kuvaa käsin hitsausta, käyrät valamista ja muottitaontaa (Höök & Meskanen; lähdettä mukailen).

Pyörän navan valmistaminen osista hitsaamalla on hyvin työläs menetelmä, takominen taas vaikea ja kallis, joten sopivin valmistusmenetelmä navalle on valaminen teräksestä. Pallografiittivalurautakin periaatteessa sopisi materiaaliksi, mutta teräs on kuitenkin luotettavampi paremman sitkeytensä ja väsymislujuutensa perusteella, jolloin ainepaksuudet voivat olla hieman pienemmät kuin valuraudalla (Raaka-ainekäsikirja 2, Taulukko 2, s. 39).

Olka-akselin ehdottomasti paras valmistusmenetelmä lujuusominaisuuksien kannalta on muottitaonta. Ongelmana tässä menetelmässä on kuitenkin erittäin kallis muotti, jonka hinta on kymmenissä tuhansissa euroissa. Siksi tämä menetelmä onkin omiaan suursarjatuotannossa, jossa valmistuksen aloituskustannuksilla ei ole suurta merkitystä. Korkea aloituskustannus korvautuu nopeasti pienimmillä kappalekohtaisilla valmistuskustannuksilla verrattuna muihin menetelmiin.

Kuvassa 38 on havainnollistettu kolmella eri valmistusmenetelmällä syntyviä kokonaiskustannuksia erikokoisilla valmistusmäärillä. Käsien hitsauksen kokonaiskustannukset kappaletta kohden eivät juuri riipu valmistusmääristä, mutta valamalla ja takomalla valmistettaessa valmistusmäärä vaikuttaa kokonaiskustannuksiin kappaletta kohden hyvin paljon. Kuvassa käyrien leikkauskohtia on merkitty symboleilla N1, N2 ja N3. Valaminen muodostuu hitsausta edullisemmaksi jo hyvin pienillä valmistusmäärillä, mutta takominen vasta hyvin suurilla. Mielenkiintoisin leikkauskohta tämän työn kannalta on N3, joka edustaa sitä valmistusmäärää, jonka jälkeen takominen on valamista edullisempi menetelmä. Käyrien leikkauskohdat riippuvat hyvin paljon siitä, miten monimutkainen valmistettava kappale on muodoiltaan. Yleistäen voitaisiin kuitenkin sanoa, että leikkauskohdat suhtautuvat toisiinsa kuten $a \cdot 10^1 : b \cdot 10^2 : c \cdot 10^3$. Kertoimet a , b ja c näiden suhdelukujen edessä voivat kuitenkin vaihdella kappalekohtaisesti paljonkin.

Haarallisen olka-akselin takominen on melko hankalaa. Suorana akseli on paljon helpommin taottavissa ja sen muotti on halvempi ja yksinkertaisemmin valmistettavissa. Yrityksille tehtyjen valamista ja takomista koskevien kyselyiden perusteella voidaan päätellä, että valaminen ja takominen muodostuvat yhtä edullisiksi valmistusmenetelmiksi vasta muutaman tuhannen kappaleen valmistusmäärillä.

5. JOHTOPÄÄTÖKSET

Jännityslaskelmien perusteella voidaan todeta, että tarkastellun olka-akselin kestävyys pystysuuntaisia kuormituksia vastaan on erittäin hyvä, sillä varmuus väsymismurtuman suhteen todettiin hyväksi staattisiin kuormituksiin nähden jopa kolminkertaisten dynaamisten pystykuormien tapauksessa. Tässä suhteessa voidaan todeta, että lähdekirjallisuudessa esitetyt kestävyysvaatimukset täyttyivät hyvin. Yllättävää oli kuitenkin todeta, miten vaarallisia ovat kaarreajossa esiintyvät sivuttaiset pyörän kitkavoimat. Yleistäen voidaan sanoa, että kaikki arvoja 4 m/s^2 suuremmat keskeiskiihtyvyydet ovat olka-akselin väsymisen kannalta erittäin vaarallisia, sillä niiden aiheuttamat jännitykset ylittävät väsymislujuuden kannalta aikalujuuksien alueelle (eli Wöhler-kuvaajan vinolle osalle) lyhentäen akselin kestoikää. Koska pystykuormitusten kesto todettiin hyväksi, voidaan kärjistäen todeta, että olka-akselin kestävyys riippuu enemmän kuljettajan ajotyylistä kuin auton käyttöolosuhteista. Raju kaarreajo on paitsi akselia väsyttävää, myös sikäli vaarallista, että se johtaa helposti sivuluisuun varsinkin talvisissa käyttöolosuhteissa. Mikäli sivuluisuissa oleva pyörä törmää katukivetyksen reunaan, seurauksena saattaa olla jännityksen kohoaminen olka-akselissa myötörajan yli.

Koska linja-auton elinkaari on pitkä ja ajomäärä suuri, saattaa akselistokomponenttien kestoikä olla huomattavasti lyhentynyt alkuperäisestä auton käyttöiän loppuvaiheessa. Kulutustavaroiden osalta on täysin hyväksyttävää, että niillä on tietty käyttöikä, jonka jälkeen ne hajoavat, mutta kun on kyse sellaisista komponenteista, joiden kestävyys on oleellisen tärkeää turvallisuuden kannalta, ei sellaista voida hyväksyä. Tältä kannalta katsottuna saattaa olla vaarallista käyttää vanhan auton purkuosaa varaosana uuteen autoon. Tämä koskee erityisesti akseliston komponentteja.

Jännitystarkasteluista voidaan yleisesti todeta, että olka-akselin akseliosan tyven jälkeen rasi-tetuin kohta näyttäisi olevan haarallisen olka-akselin alahaaran tyvi ja suoran olka-akselin kapein kohta olkatapin molemmin puolin. Viimeksi mainittu kohta vastaa jännitystilaltaan olkatapin kiinnityskohtaa pystytukivarressa käytettäessä haarallista olka-akselia. Näiden kohtien jännitystaso näytti kuitenkin olevan turvallinen dynaamisenkin tarkastelun pohjalta.

Yllättävää oli todeta, että suunnittelun pohjana ollut 75 mm:n olka-akseli ei näyttäisi kestävän myötämättä auton kaatumista. Mikäli akselin tyven halkaisijana käytettäisiin 80 mm:ä, myötöraja ei ylittyisi. Tämä yhdessä edellä todetun dynaamisen vanhenemisen kanssa merkitsee sitä, että akselin halkaisijaa ei voida pienentää alle 75 mm:n, mikäli akseli valmistetaan valamalla. Pitää muistaa, että valetuilla tuotteilla ei yllä samoihin lujuusarvoihin kuin taotuilla, joita autoteollisuus suursarjatuotannossa käyttää. Akselin lujuutta on vaikea nostaa, sillä suunnittelu suoritettiin lujimpien nuorrutusterästen ar-

voilla. Olka-akseli on mitoiltaan niin suuri, ettei nuorrutuksella pystytä käytännössä saavuttamaan materiaalin parhaita ominaisuuksia. Yksi menetelmä väsymislujuuden nostamiseksi olisi suorittaa akselille typetyskäsittely.

Ongelmallisimpia kohtia jännityslaskennan kannalta olivat komponenttien massiiviset kohdat, joissa perinteinen lujuuslaskenta saattaa antaa hieman virheellisiä tuloksia. Tällaisia ongelmakohtia olivat olka-akselin haarojen tyvet, suoran olka-akselin kapein kohta olkatapin molemmin puolin ja pyörän navassa laippaosan ja sylinterimäisen osan liittymäkohta. Näiden yksityiskohtien lähempi tutkiminen lujuuslaskentaohjelmilla olisi hyödyllistä.

Pystysuuntaista iskumaista kuormitusta ja kaarrekuormituksen aiheuttamaa väsymistä on tarkasteltu tässä työssä erillisinä ilmiöinä kaarteiden ulomman pyörän osalta. Sitä voidaan perustella hyvin aiheellisesti sillä, että kaarteissa sivuttaisvoiman vaikutus on niin hallitseva, että lisääntyvä pystykuormitus vähentää akselin jännitystä, koska kyseisten voimien momentit vaikuttavat vastakkaisiin suuntiin. Tämä voidaan havaita konkreettisesti siitä, että jarrutustilanne kaarreajossa vähentää olka-akselin tyven jännitystä, koska etupyörille tulee lisää pystykuormaa nyökkäysmomentin takia. Kaarteiden sisemmän pyörän osalta dynaamisia kuormituksia on tarkasteltu yhdessä, koska kaarteiden sisälaidalla pystyvoiman ja sivuttaisen kitkavoiman momentit vahvistavat toistensa vaikutusta.

Valmistusmenetelmien keskinäisessä vertailussa havaittiin, että kokonaiskustannusten kannalta edullisin menetelmä on valaminen sekä pyörän navalle että molemmille olka-akselityypeille, haaralliselle ja suoralle akselille. Muottitonta, joka on lujuuden kannalta paras valmistustapa, on olka-akselille edullisin menetelmä vasta valmistettaessa useita tuhansia akseleita. Menetelmä on siten turhan kallis sovellettavaksi piensarja-valmistukseen.

Tämän työn keskeisin anti lieenee erilaisten konstruktiivisten vaihtoehtojen vertailun ohella varsin kattava kaarrekuormitusten ja niitä vastaavien jännitysten laskenta. Kaarrekuormitusten riippuvuus renkaan ja tien välisestä kitkakertoimesta sekä olka-akselin tyven jännityksen riippuvuus kitkakertoimesta kolmella eri akselihalkaisijalla on esitetty graafisten kuvaajien avulla. Lisäksi on tarkasteltu erilaisissa kuormitustilanteissa jännitysten riippuvuutta komponenttien dimensioista. Kuten liitteenä olevista graafisista kuvaajista voidaan havaita, hyvin pienikin dimension muutos voi vaikuttaa jännitystasoon oleellisesti. Tältä kannalta katsoen rakenteen keventäminen akselistokomponentteja ja varsinkin olka-akselia pienentämällä on hyvin kyseenalaista; pienikin painon pudotus väärässä kohdassa voi tehdä autosta hengenvaarallisen.

LÄHTEET

Aho Kauko, Traktorin voimansiirtojärjestelmän kuormittumisesta suomalaisessa maatalakäytössä, Väitöskirja, Helsingin teknillinen korkeakoulu, Koneosasto, Otaniemi 1968, 152 s.

Alku Antero, Kuorma-auton takasillan kuormitus ja kestoikä, Diplomityö, Tampereen teknillinen korkeakoulu, Koneosasto, Tampere 1980, 57 s.

Cylindrical roller thrust bearings, SKF 2006, 6000 EN 09 CRTHB.indd 862-875, 06-10-02, 14 p.

Euroopan Unionin komission direktiivi 98/12/EY, annettu 27. päivänä tammikuuta 1998, Moottoriajoneuvojen ja niiden perävaunujen jarrulaitteita koskevan jäsenvaltioiden lainsäädännön lähentämisestä annetun neuvoston direktiivin 71/320/ETY mukautamisesta tekniikan kehitykseen, Euroopan yhteisöjen virallinen lehti, L81/146 s., 18.3.98

Höök Tuula & Meskanen Seija, Valaminen koneenosan valmistusmenetelmänä [WWW]. Valuatlas. [viitattu 17.06.2010]. Saatavissa: http://www.valuatlas.fi/tietomat/koosteet/valukappaleensuunnittelu/perusopas_01.html

Lagerinbyggnader i motorfordon, SKF, AB Svenska Kullagerfabriken, Trycksak nr 2530 S, Reg. 831-4I66, Sverige 1966, 89 s.

Neuvoston direktiivi 96/53/EY, annettu 25 päivänä heinäkuuta 1996, Tiettyjen yhteisössä liikkuvien tieliikenteen ajoneuvojen suurimmista kansallisessa ja kansainvälisessä liikenteessä sallituista mitoista ja suurimmista kansainvälisessä liikenteessä sallituista painoista, Liite I, kohta 3, Euroopan Yhteisöjen Virallinen lehti nro L 235, 17/09/1996, s. 0059 – 0075

Niemi Markku & Nieminen Simo, Autotekniikan perusteet 3, Alusta- ja hallintalaitteet, 1. painos, WSOY, Porvoo 1990, 264 s., ISBN 951-0-16306-6

Outinen Hannu & Salmi Tapio, Lujuusopin perusteet, Pressus Oy, Klingendahl Paino Oy, Tampere 2004, 464 s., ISBN 952-9835-64-7

Raaka-ainekäsikirja 1, Muokatut teräkset, 2. uudistettu painos 1993, Metalliteollisuuden kustannus Oy, Tammer-paino Oy, Tampere 1993, 353 s., ISBN 951-817-564-0

Raaka-ainekäsikirja 2, Valuteräkset, valuraudat, 1. painos, Valmet Oy Rautpohja, Sata-paino, Tampere 1984, 163 s., ISBN 951-95880-1-9

Saarialho Antti, Autotekniikan luennot, Opintomonisteet, Helsingin teknillinen korkeakoulu, Koneosasto, Otaniemi 1978, 1036 s.

Sharman P.W., The use of dynamic strain records to estimate the fatigue life of a semi-trailer chassis. Stress vibration and noise analysis. Barking 1975, p. 461-471, ISBN 0-470-29742-5

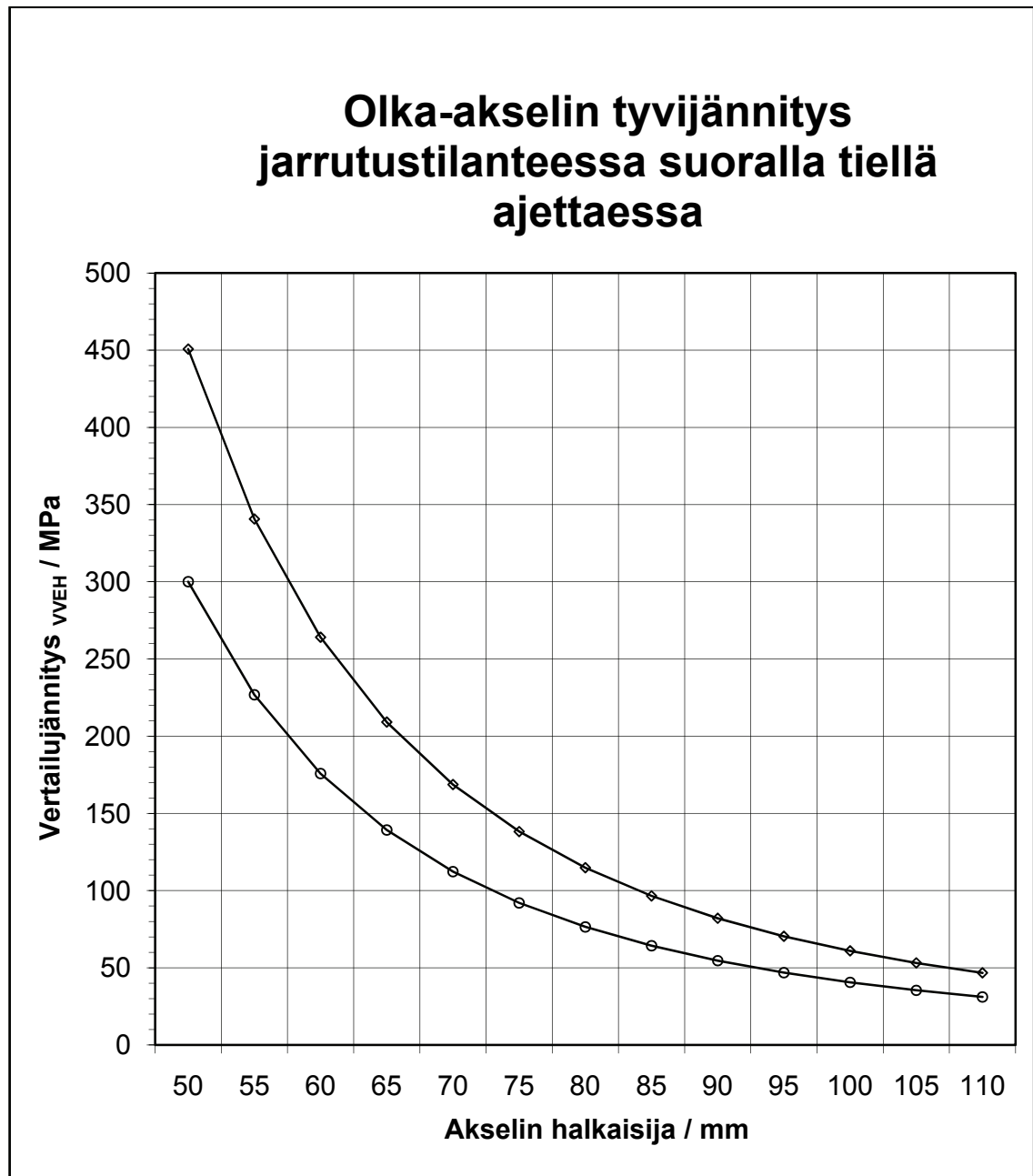
Taper roller bearings, SKF 2006, 6000 EN 05 TRB.indd 600-693, 06-10-02, 94 p.

Tekniikan käsikirja 1, Yleiset perusteet, Pertti Jotuni, 8. painos, K.J. Gummerus Oy, Jyväskylä 1975, 568 s., ISBN 951-20-1074-7

Vuolijoki Jaakko, Koneenelinoppi 1, Kustannusosakeyhtiö Otava, Keuruu 1972, 403 s.

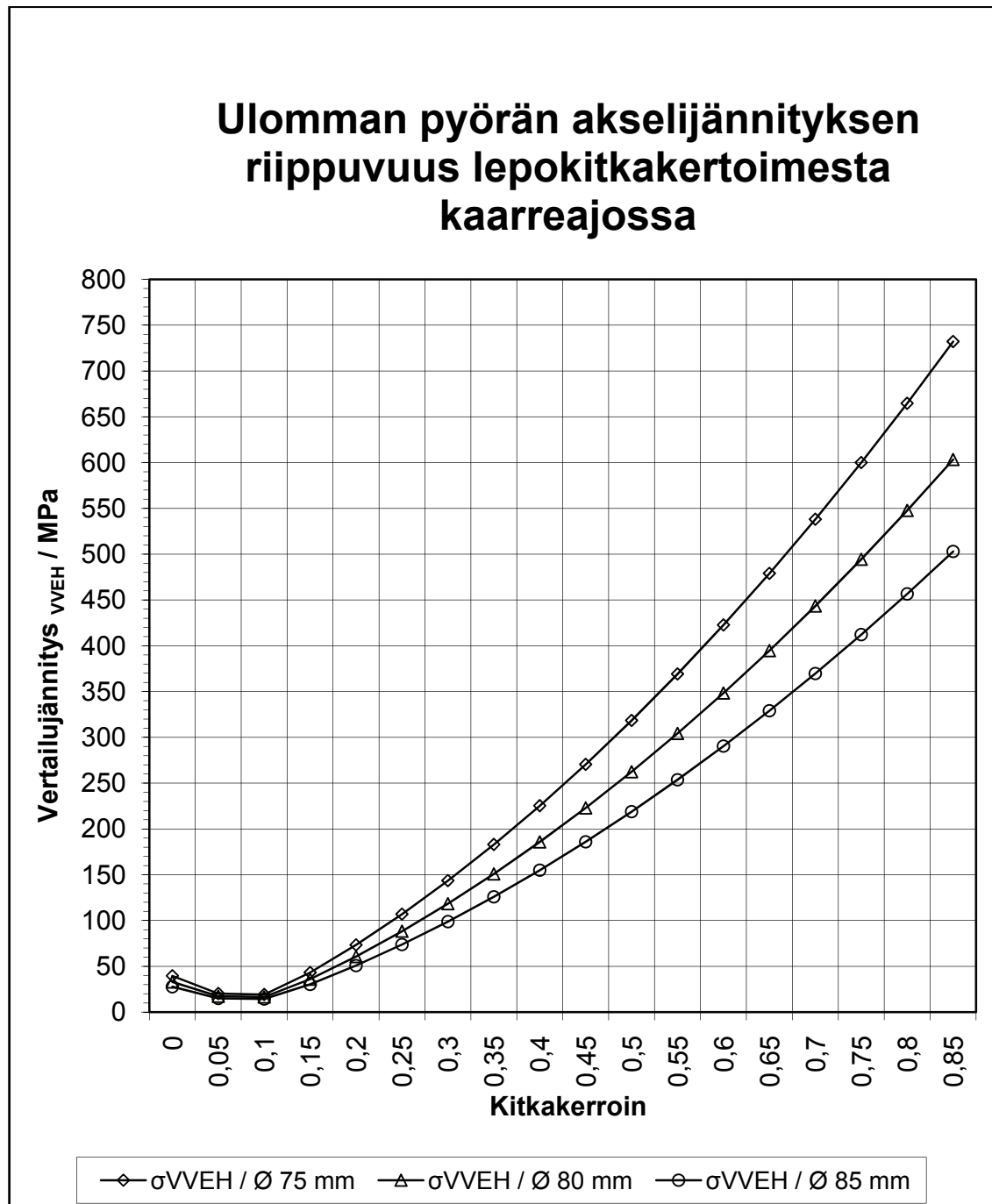
Wheel bearing kits, seals and tools for commercial vehicles 2006, SKF 2005, PUB 80/P1 6251 EN E 06, 391 p.

LIITE 1: OLKA-AKSELIN JÄNNITYKSET JARRUTUSTILANTEESSA SUORALLA TIELLÄ



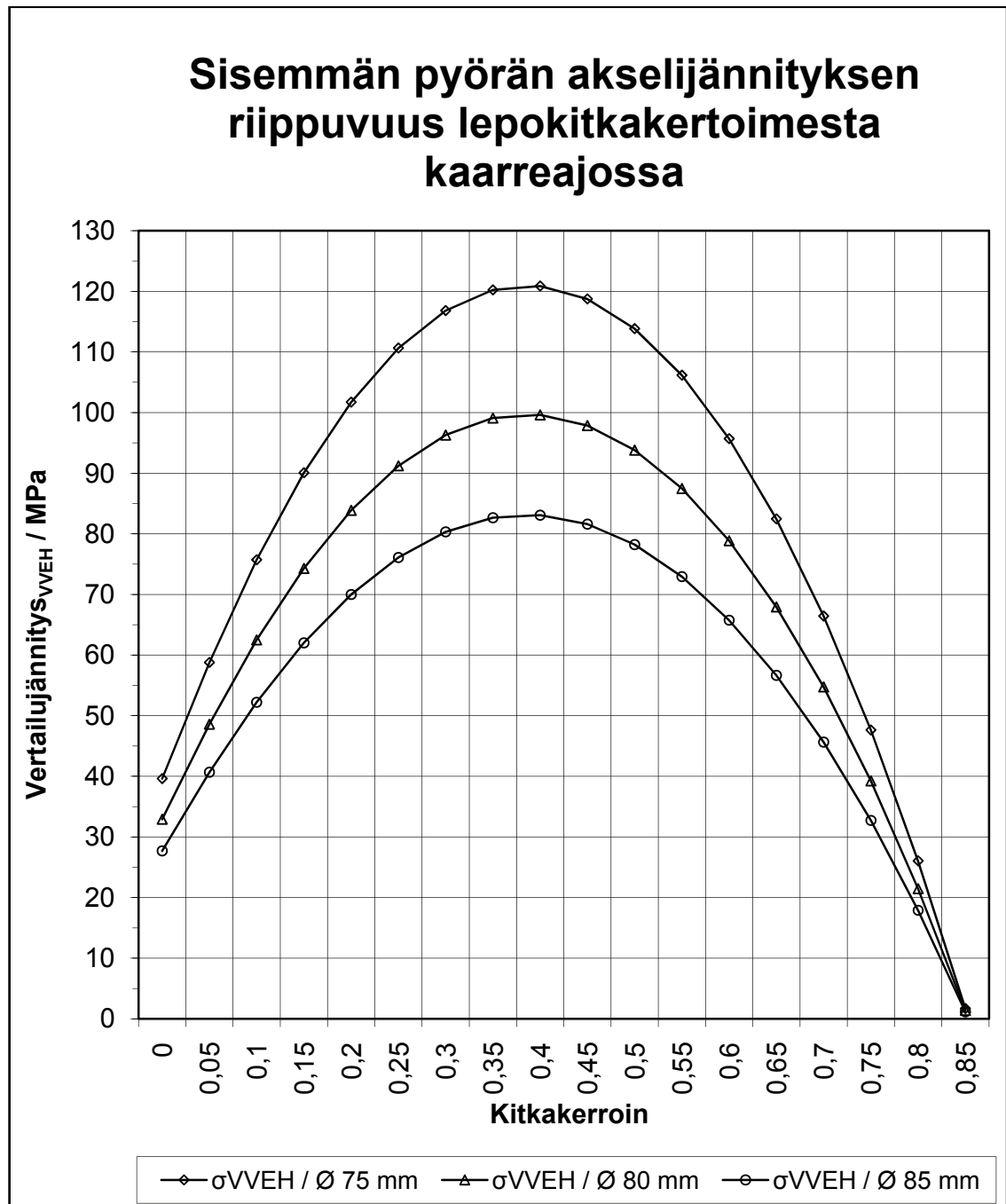
Oлка-akselin tyvikohdan jännitys halkaisijan funktiona ajettaessa suoralla tiellä ja aloitettaessa jarrutus Ylempi käyrä esittää jännitystä pystyvoiman mitoituskuormituksella 120 kN ja alempi käyrä tilannetta, jossa pystyvoimana on $2 \cdot 35$ kN + nyökkäysvoima 8,12 kN (kuoppaan ajo + jarrutus). Kaavioon liittyvä laskenta on esitetty sivuilla 36–38.

LIITE 2: ULOMMAN PYÖRÄN AKSELIJÄNNITYKSEN RIIPPUVUUS LEPOKITKAKERTOIMESTA



Ulomman pyörän olka-akselin tyvijännityksen riippuvuus renkaan ja tien välisestä lepokitkakertoimesta ajettaessa kaarteessa; akseli halkaisijat ovat 75 mm, 80 mm ja 85 mm. Kaavioon liittyvä laskenta on esitetty sivuilla 40–41.

LIITE 3: SISEMMÄN PYÖRÄN AKSELIJÄNNITYKSEN RIIPPUVUUS LEPOKITKAKERTOIMESTA



Sisemmän pyörän olka-akselin tyvijännityksen riippuvuus renkaan ja tien välisestä lepokitkakertoimesta ajettaessa kaarteessa; akseli halkaisijat ovat 75 mm, 80 mm ja 85 mm. Kaavioon liittyvä laskenta on esitetty sivuilla 40–41.

LIITE 4: AKSELIJÄNNITYKSEN RIIPPUVUUS HALKAISIJASTA KITKAKERTOIMELLA 0,60



Ulomman pyörän olka-akselin tyven vertailujännityksen riippuvuus akselin halkaisijasta ajettaessa kaarteessa lepokitkakerroimella 0,60 (vastaa keskeiskiihtyvyyttä $5,9 \text{ m / s}^2$). Käytetyt arvot ovat: $F_h = 59,6 \text{ kN}$, $F_s = 35,8 \text{ kN}$, $\mu = 0,60$, $M_s = 20,1 \text{ kNm}$. Kaavioon liittyvä laskenta on esitetty sivuilla 41–42.

LIITE 5: AKSELIN TYVIJÄNNITYS JARRUTETTA- ESSA KAARREAJOSSA ($\mu=0,60$)



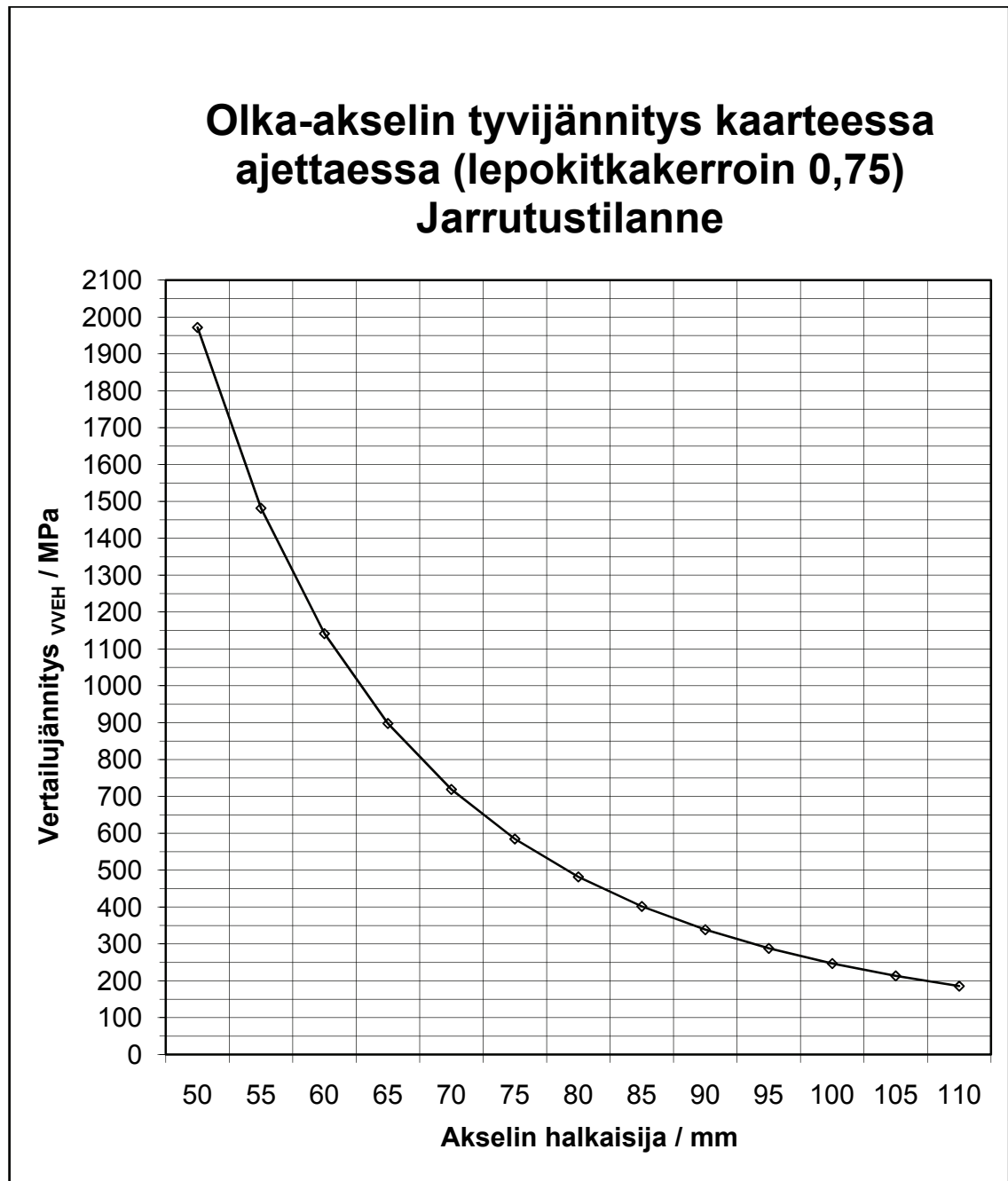
Vertailujännityksen riippuvuus akselin halkaisijasta ajettaessa kaarteessa lepokitkakerroimella 0,60 (vastaa keskeiskiihtyvyyttä $5,9 \text{ m/s}^2$) ja aloitettaessa samalla jarrutus. Käytetyt arvot ovat: $F_h = 59,6 \text{ kN}$, $F_s = 35,8 \text{ kN}$, $\mu = 0,60$, $M_s = 20,1 \text{ kNm}$, $F_k = 22,44 \text{ kN}$ ja $F_{n \text{ akselisto}} = 16,237 \text{ kN}$, jonka johdosta $F_{h \text{ kok}} = (59,6 + 13,83) \text{ kN} = 73,4 \text{ kN}$. Kaavioon liittyvä laskenta on esitetty sivuilla 43–44.

LIITE 6: AKSELIJÄNNITYKSEN RIIPPUVUUS HALKAISIJASTA KITKAKERTOIMELLA 0,75



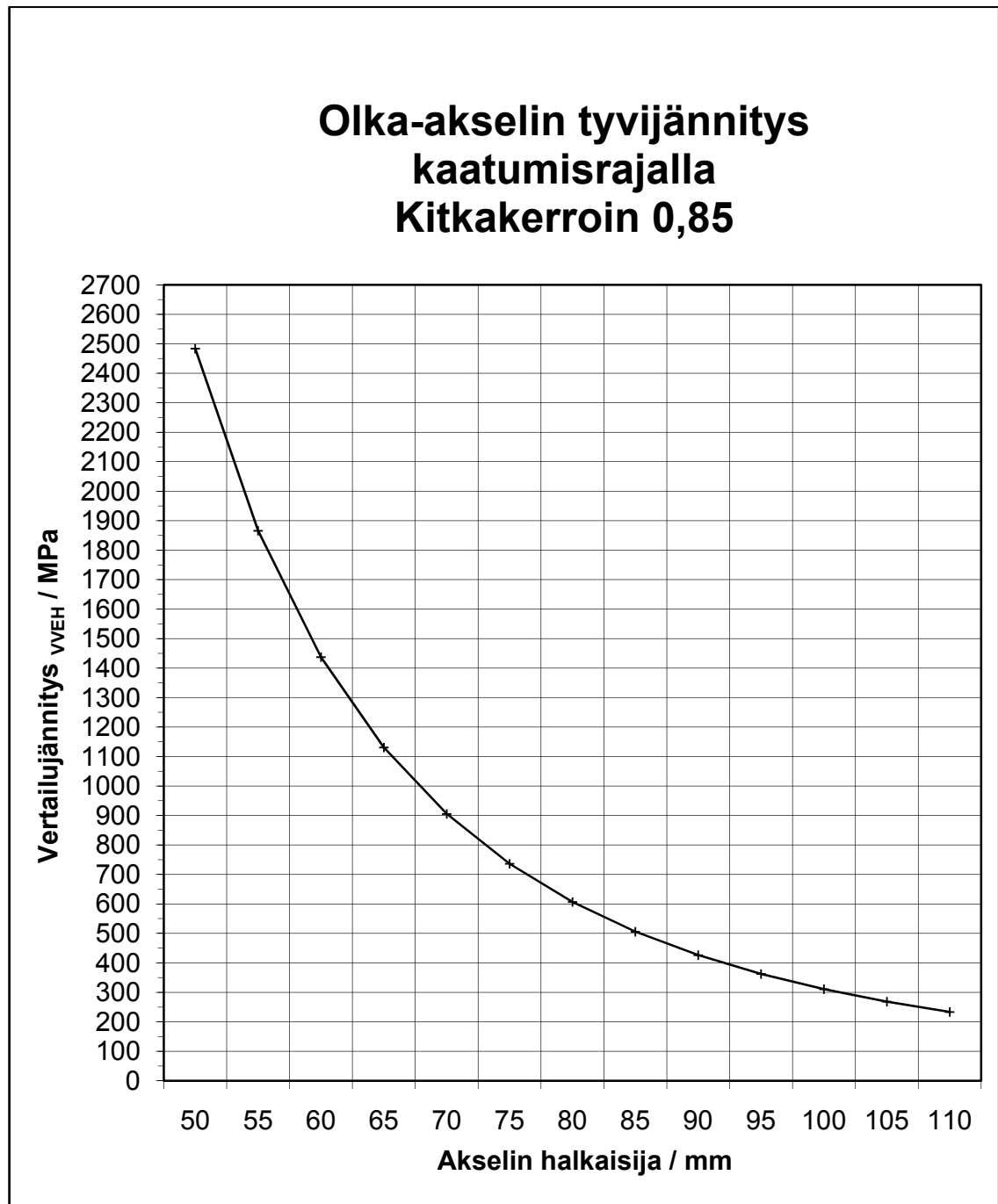
Vertailujännityksen riippuvuus akselin halkaisijasta ajettaessa kaarteessa lepokitkakerroimella 0,75 (vastaa keskeiskiihtyvyyttä $7,4 \text{ m / s}^2$). Käytetyt arvot ovat: $F_h = 65,77 \text{ kN}$, $F_s = 49,32 \text{ kN}$, $\mu = 0,75$ ja $M_s = 27,72 \text{ kNm}$. (Vertaa soveltuvin osin laskentaan sivuilla 41–42).

LIITE 7: AKSELIN TYVIJÄNNITYS JARRUTETTA- ESSA KAARREAJOSSA ($\mu=0,75$)



Vertailujännityksen riippuvuus akselin halkaisijasta ajettaessa kaarteessa lepokitkakerroimella 0,75 (vastaa keskeiskiihtyvyyttä $7,4 \text{ m/s}^2$) ja aloitettaessa samalla jarrutus. Käytetyt arvot ovat: $F_h = 81,02 \text{ kN}$, $F_s = 49,32 \text{ kN}$, $\mu = 0,75$ ja $M_s = 27,72 \text{ kNm}$, $F_k = 22,44 \text{ kN}$ ja $F_{n \text{ akselisto}} = 16,237 \text{ kN}$, jolloin $F_{h \text{ kok}} = (65,77 + 15,25) \text{ kN} = 81,02 \text{ kN}$. (Vertaa soveltuvien osien laskentaan sivuilla 43–44).

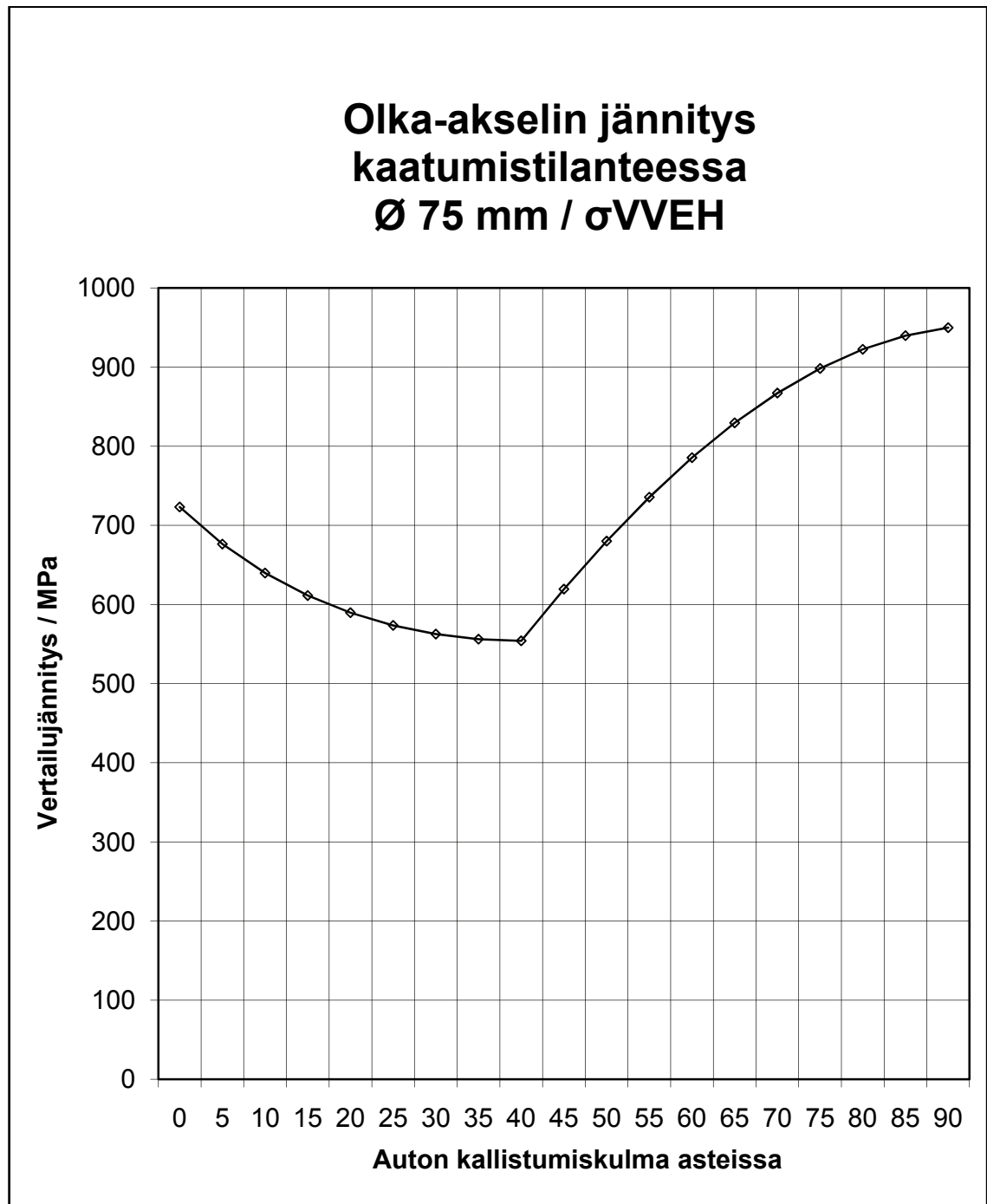
LIITE 8: AKSELIJÄNNITYKSEN RIIPPUVUUS HALKAISIJASTA KITKAKERTOIMELLA 0,85



Vertailujännityksen riippuvuus akselin halkaisijasta ajettaessa kaarteessa lepokitkaker-
toimella 0,85 (vastaa keskeiskiihtyvyyttä $8,3 \text{ m/s}^2$). Käytetyt arvot ovat:

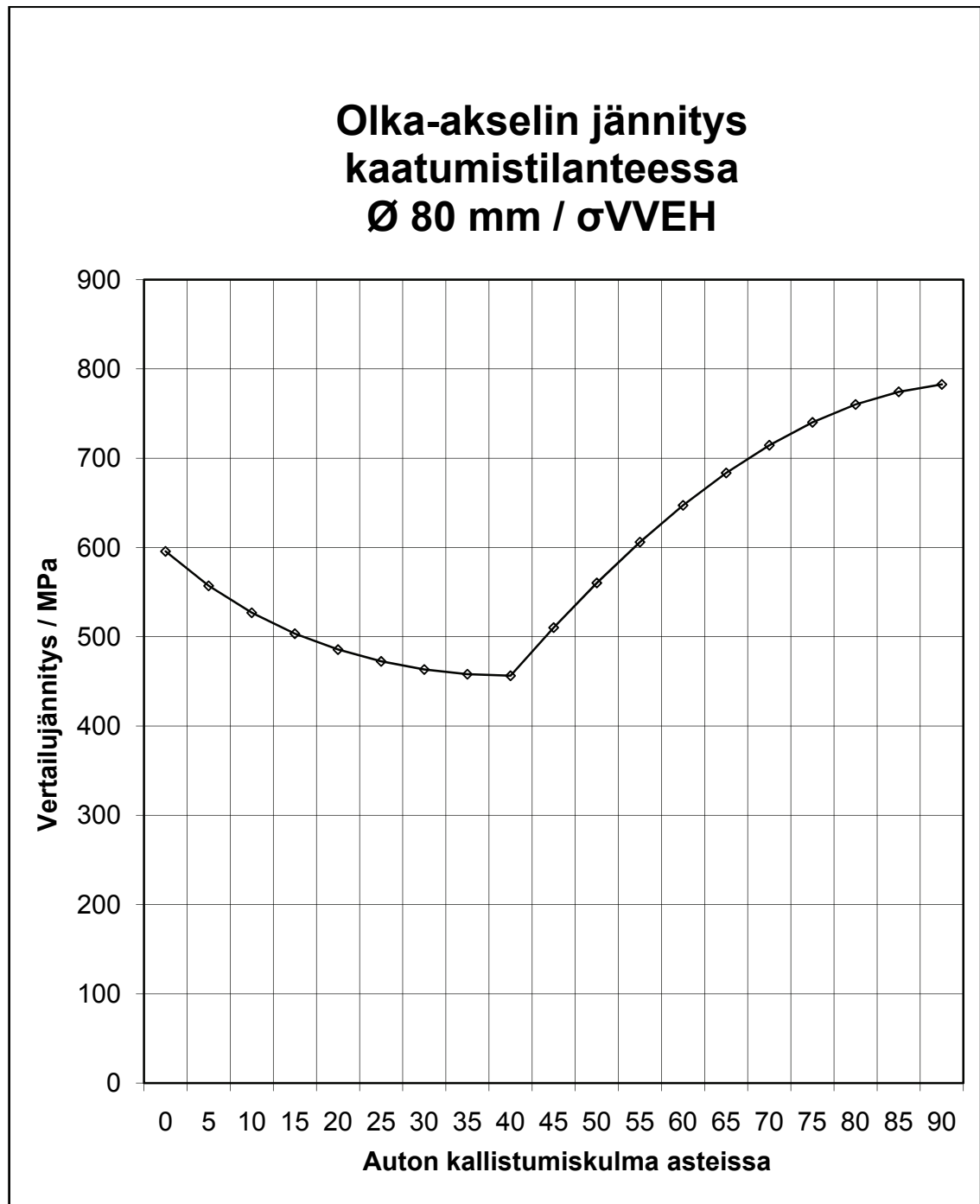
$F_h = 70 \text{ kN}$, $F_s = 59,7 \text{ kN}$ ja $M_s = 33,55 \text{ kNm}$. (Vertaa soveltuvien osien laskentaan sivuil-
la 41–42).

LIITE 9: OLKA-AKSELIN (75 MM) JÄNNITYS KALLISTUMISKULMAN FUNKTIONA



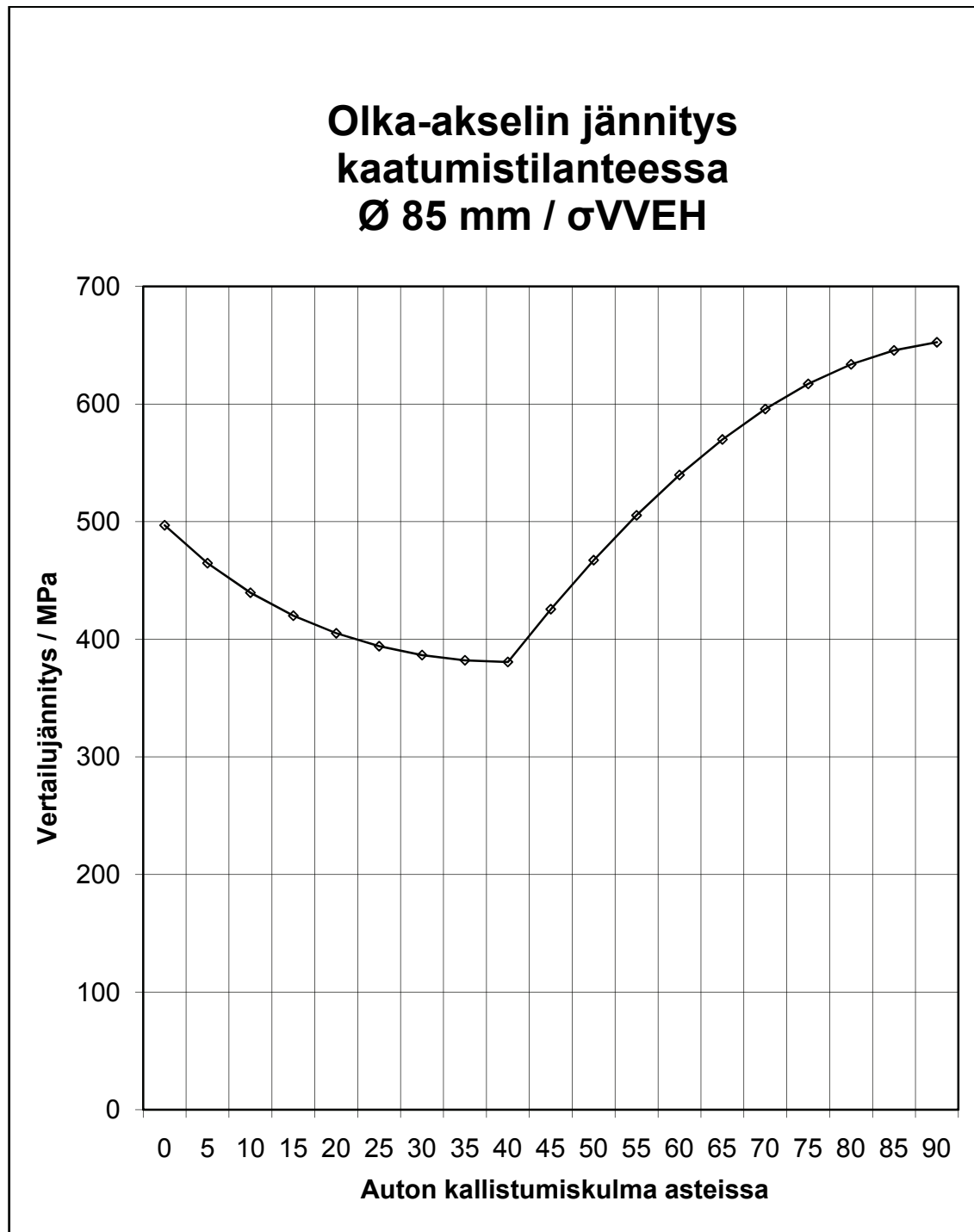
Olka-akselin vertailujännityksen riippuvuus kallistumiskulmasta auton kaatuessa, kun akselin tyvihalkaisija on 75 mm. Kaavioon liittyvä laskenta on esitetty sivuilla 44–45.

LIITE 10: OLKA-AKSELIN (80 MM) JÄNNITYS KALLISTUMISKULMAN FUNKTIONA



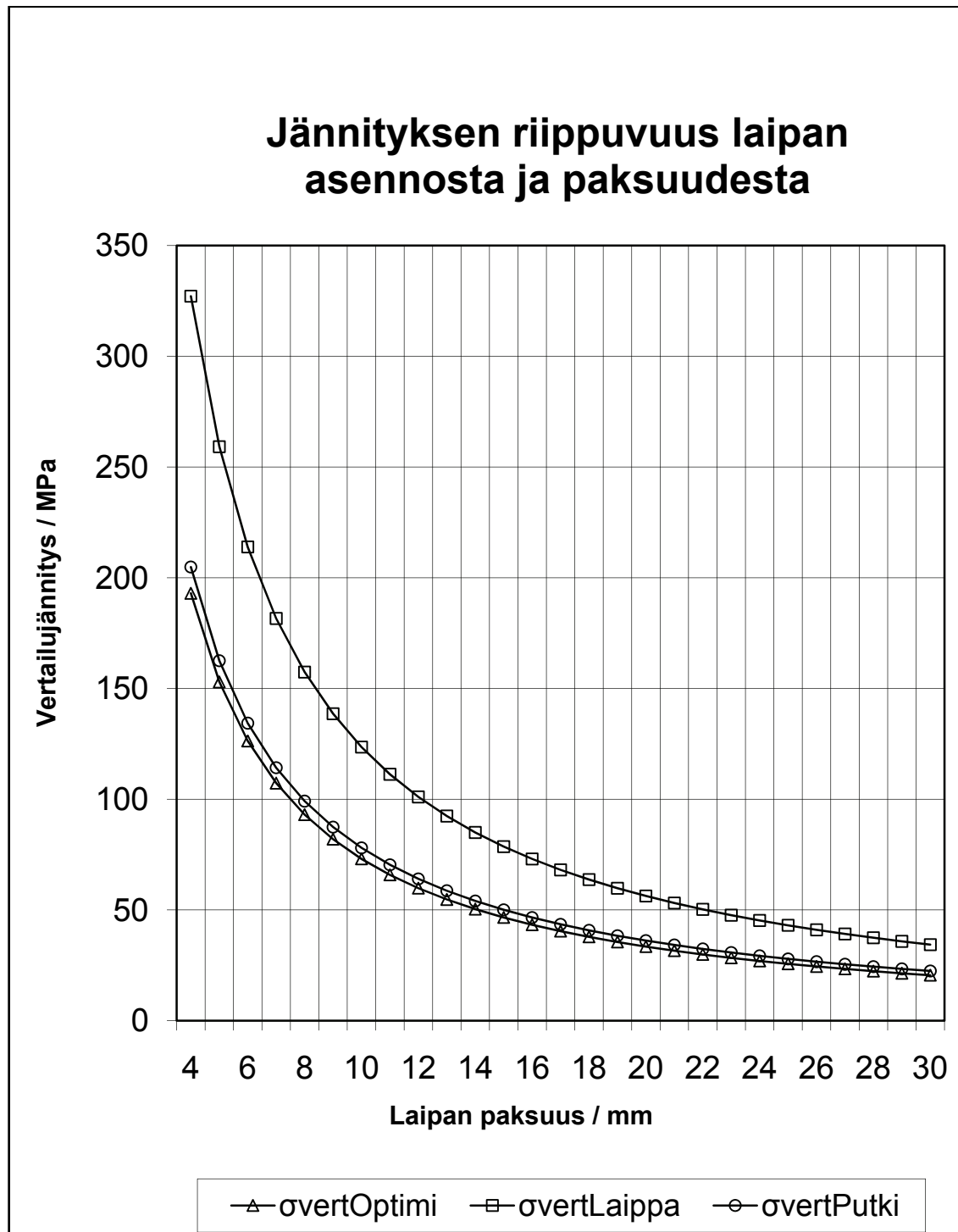
Olka-akselin vertailujännityksen riippuvuus kallistumiskulmasta auton kaatuessa, kun akselin tyvihalkaisija on 80 mm. Kaavioon liittyvä laskenta on esitetty sivuilla 44–45.

LIITE 11: OLKA-AKSELIN (85 MM) JÄNNITYS KALLISTUMISKULMAN FUNKTIONA



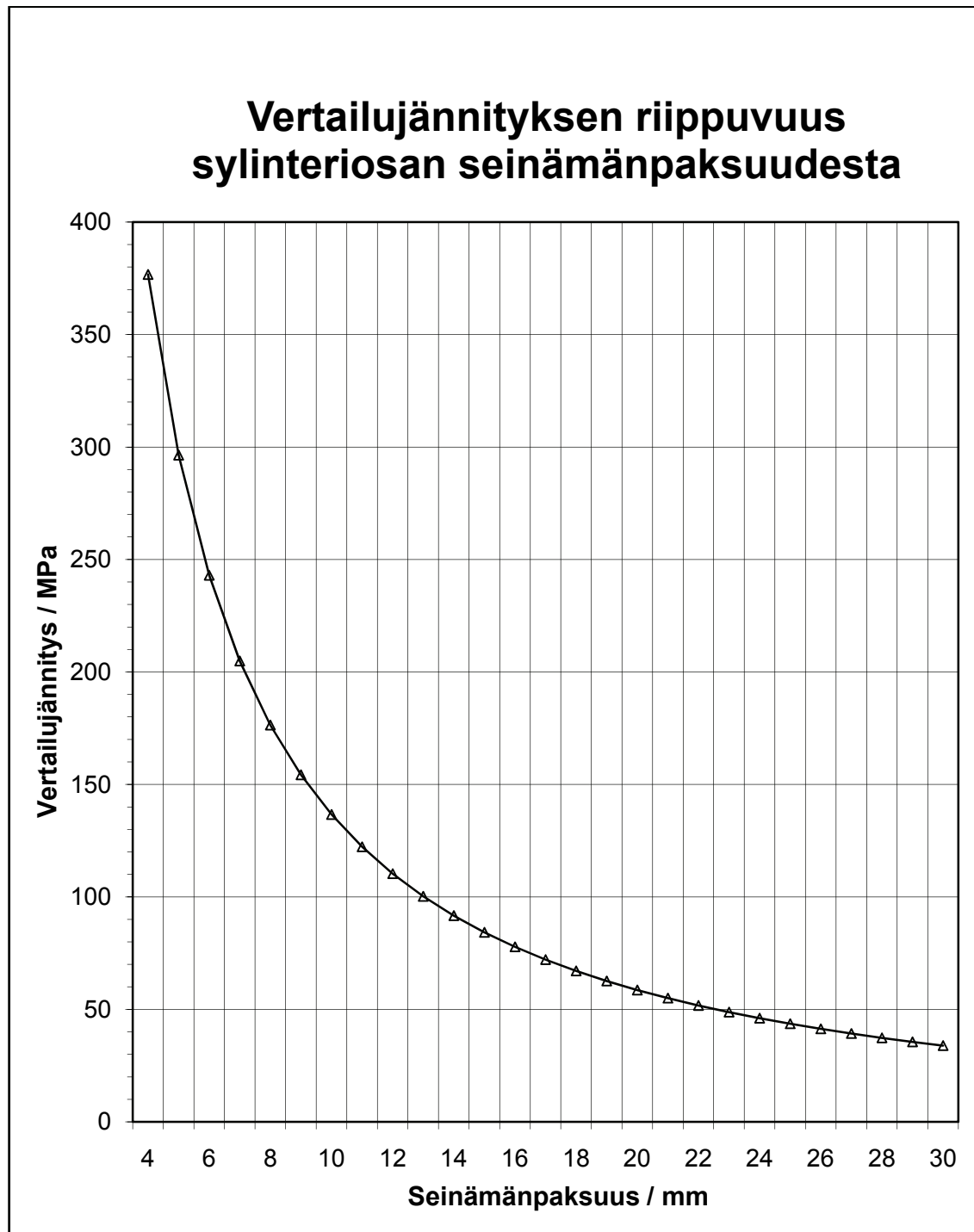
Olka-akselin vertailujännityksen riippuvuus kallistumiskulmasta auton kaatuessa, kun akselin tyvihalkaisija on 85 mm. Kaavioon liittyvä laskenta on esitetty sivuilla 44–45.

LIITE 12: NAPALAIPAN TYVEN JÄNNITYS AJETTA- ESSA SUORALLA TIELLÄ



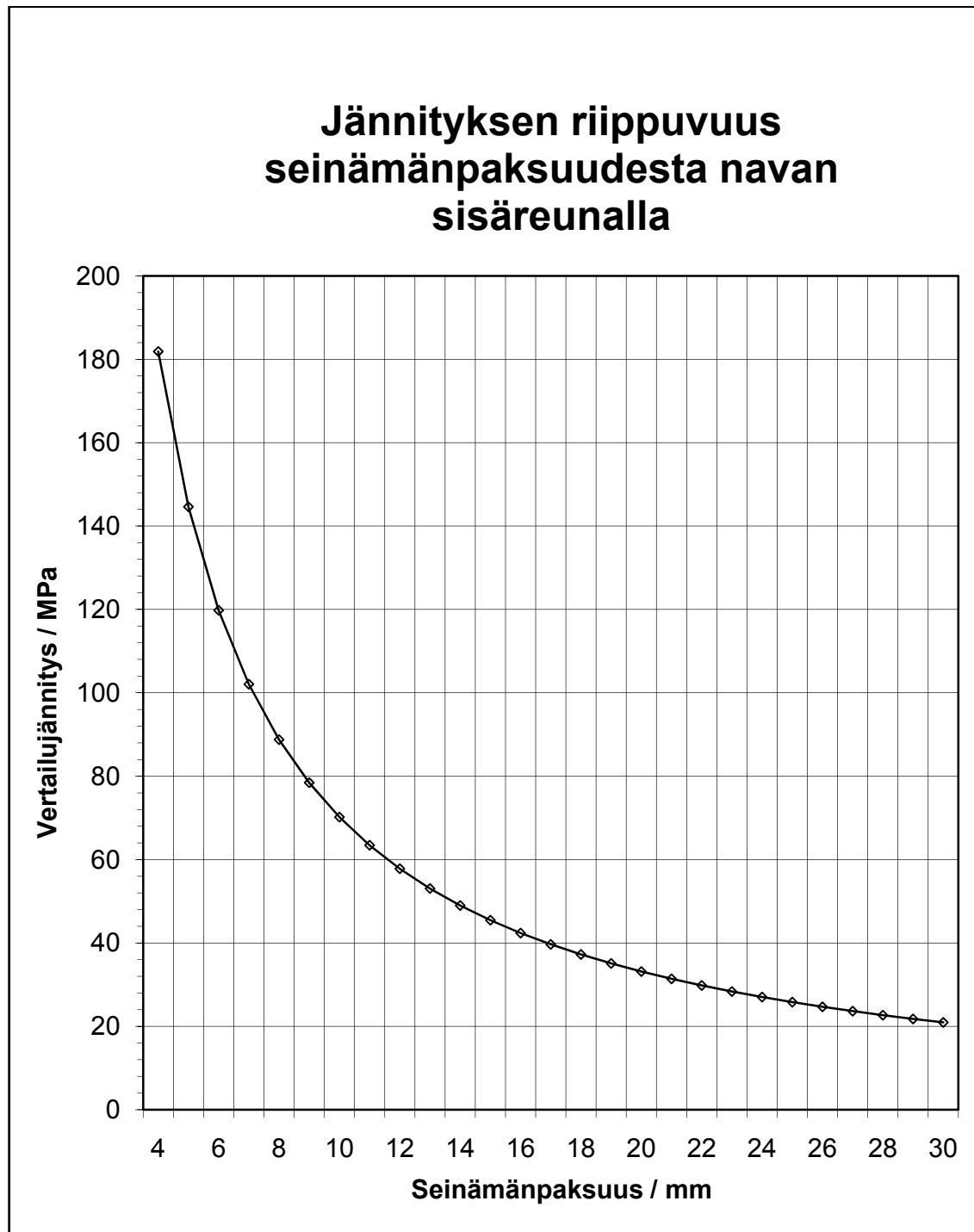
Vertailujännityksen riippuvuus laipan paksuudesta ja siitä, missä asennossa laippa on tarkasteltavassa leikkauskohdassa; kyseessä on suoralla tiellä ajo ja jarrutustilanne (vertaa laskentaan sivuilla 87–89).

LIITE 13: NAVAN SYLINTERIMÄISEN OSAN JÄNNITYS AJETTAESSA SUORALLA TIELLÄ



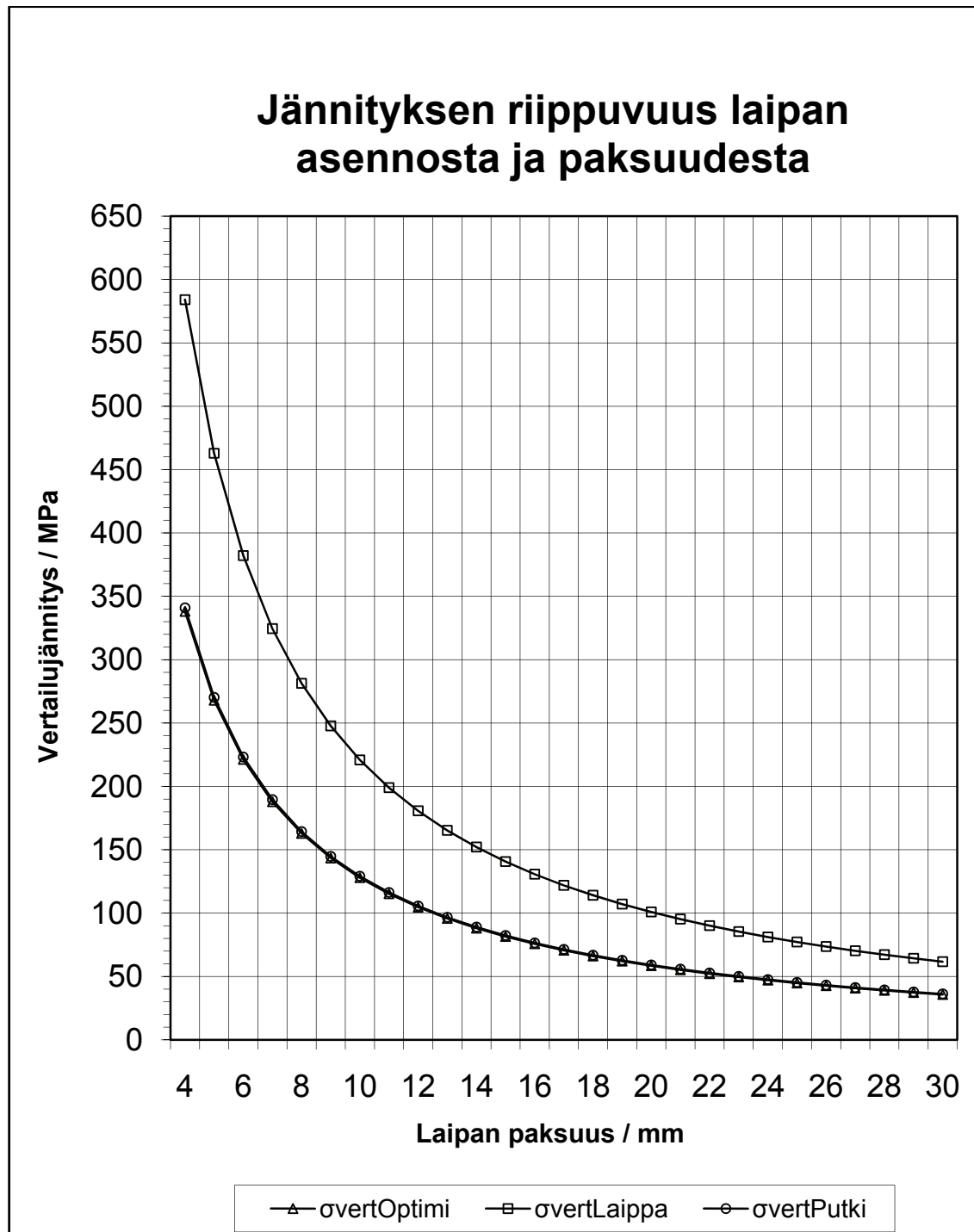
Vertailujännityksen riippuvuus navan sylinterimäisen osan seinämänpaksuudesta ulomman laakerin sisälaidalla ajettaessa suoralla tiellä ja jarrutettaessa (vertaa laskentaan sivuilla 89–90).

LIITE 14: NAVAN SISÄREUNAN JÄNNITYS AJETTAESSA SUORALLA TIELLÄ



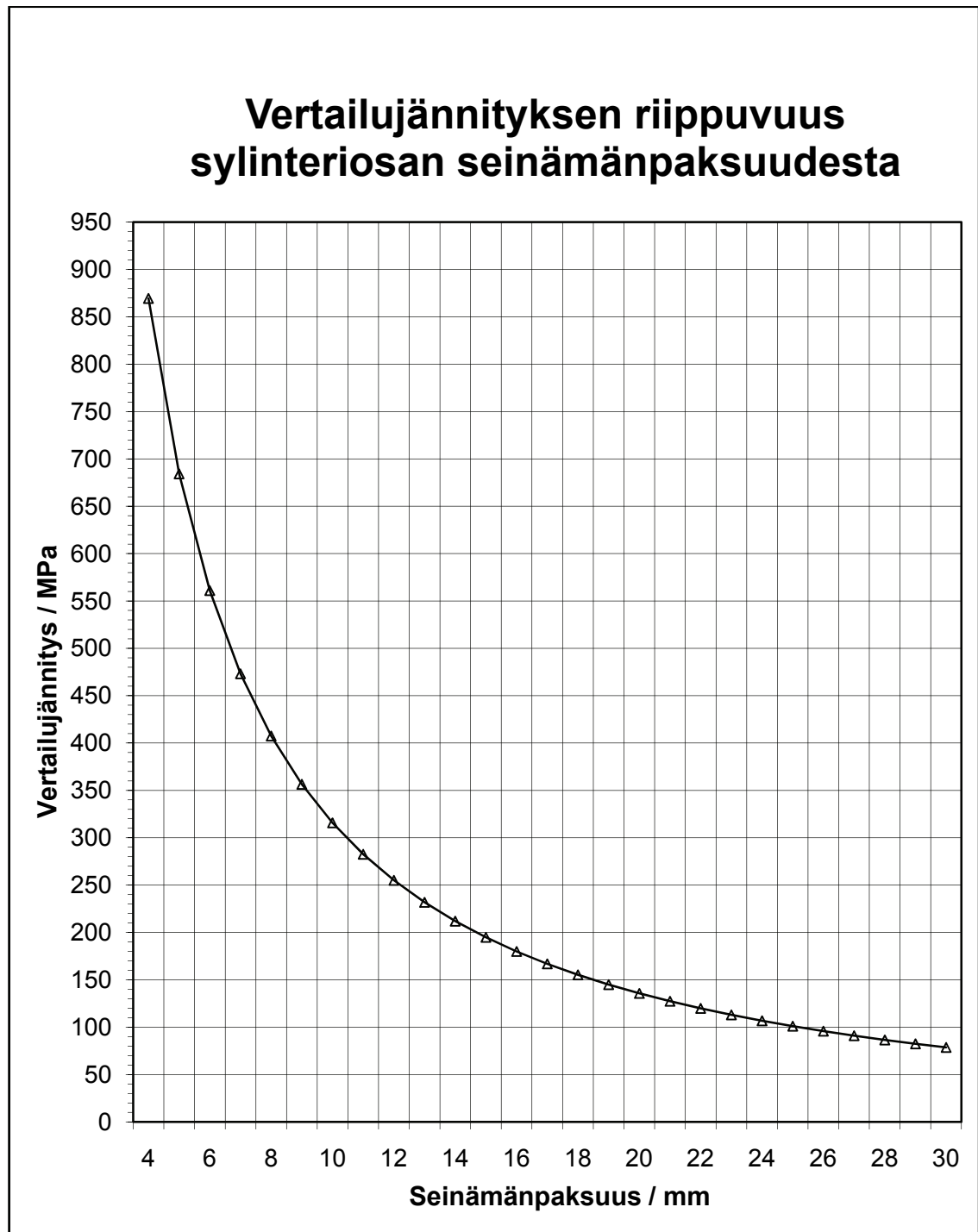
Vertailujännityksen riippuvuus seinämänpaksuudesta navan sisäreunalla ajettaessa suoralla tiellä ja jarrutettaessa (vertaa laskentaan sivulla 91).

LIITE 15: LAIPAN JÄNNITYS KAARTEESSA KITKA-KERTOIMELLA 0,60



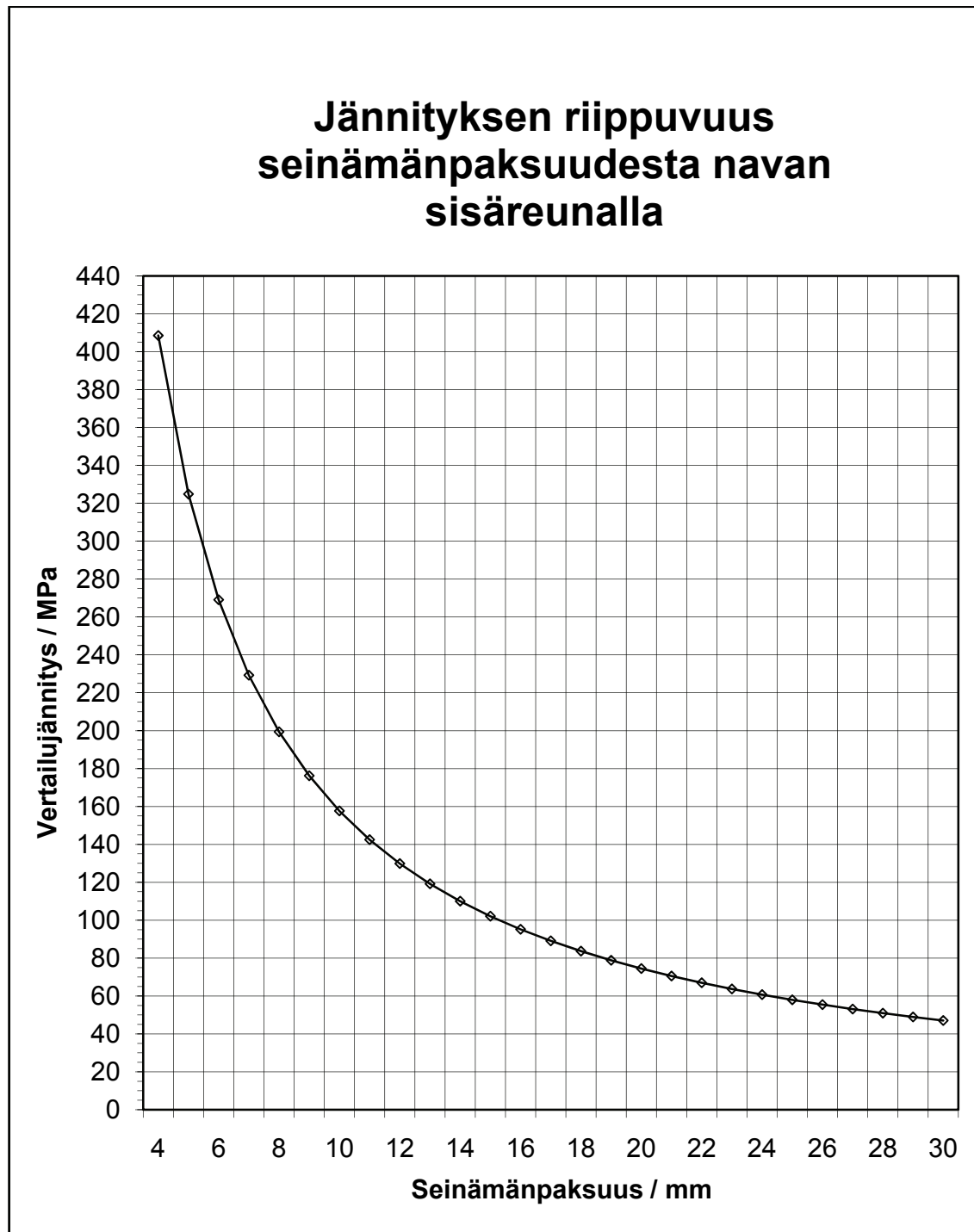
Vertailujännityksen riippuvuus laipan paksuudesta ja siitä, missä asennossa laippa on tarkasteltavassa leikkauskohdassa. Koska taivutusjännitys on täysin hallitseva, on todellinen jännitys kuvaajan $\sigma_{\text{vertLaippa}}$ mukainen. Kyseessä on jarrutustilanne kaarteessa (vertaa laskentaan sivuilla 91–93).

LIITE 16: SYLINTERIMÄISEN OSAN JÄNNITYS KAARTEESSA KITKAKERTOIMELLA 0,60



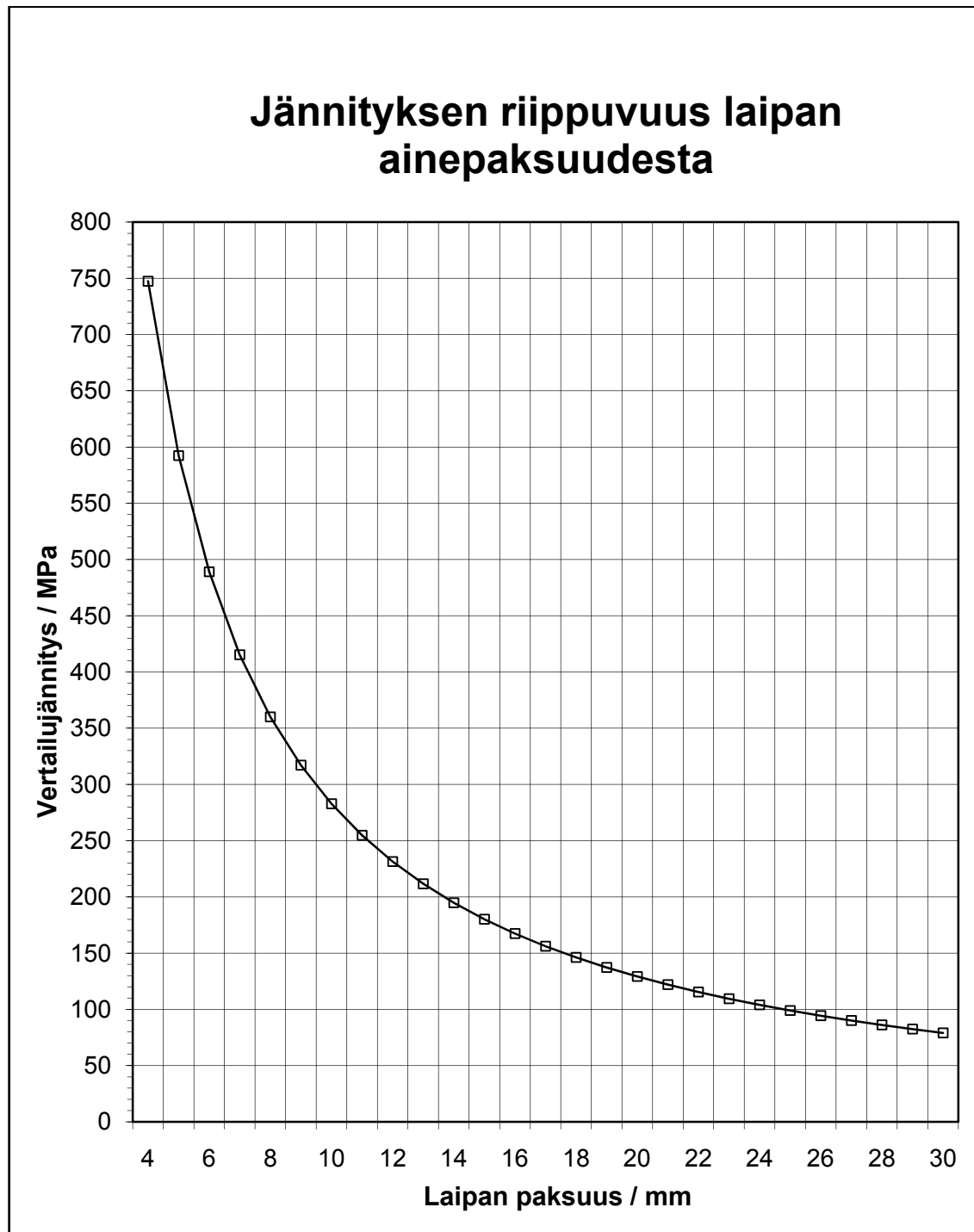
Vertailujännityksen riippuvuus navan sylinterimäisen osan seinämänpaksuudesta ulomman laakerin sisälaidalla. Kyseessä on jarrutustilanne kaarteessa (vertaa laskentaan sivuilla 93–95).

LIITE 17: NAVAN SISÄREUNAN JÄNNITYS KAARTEESSA KITKAKERTOIMELLA 0,60



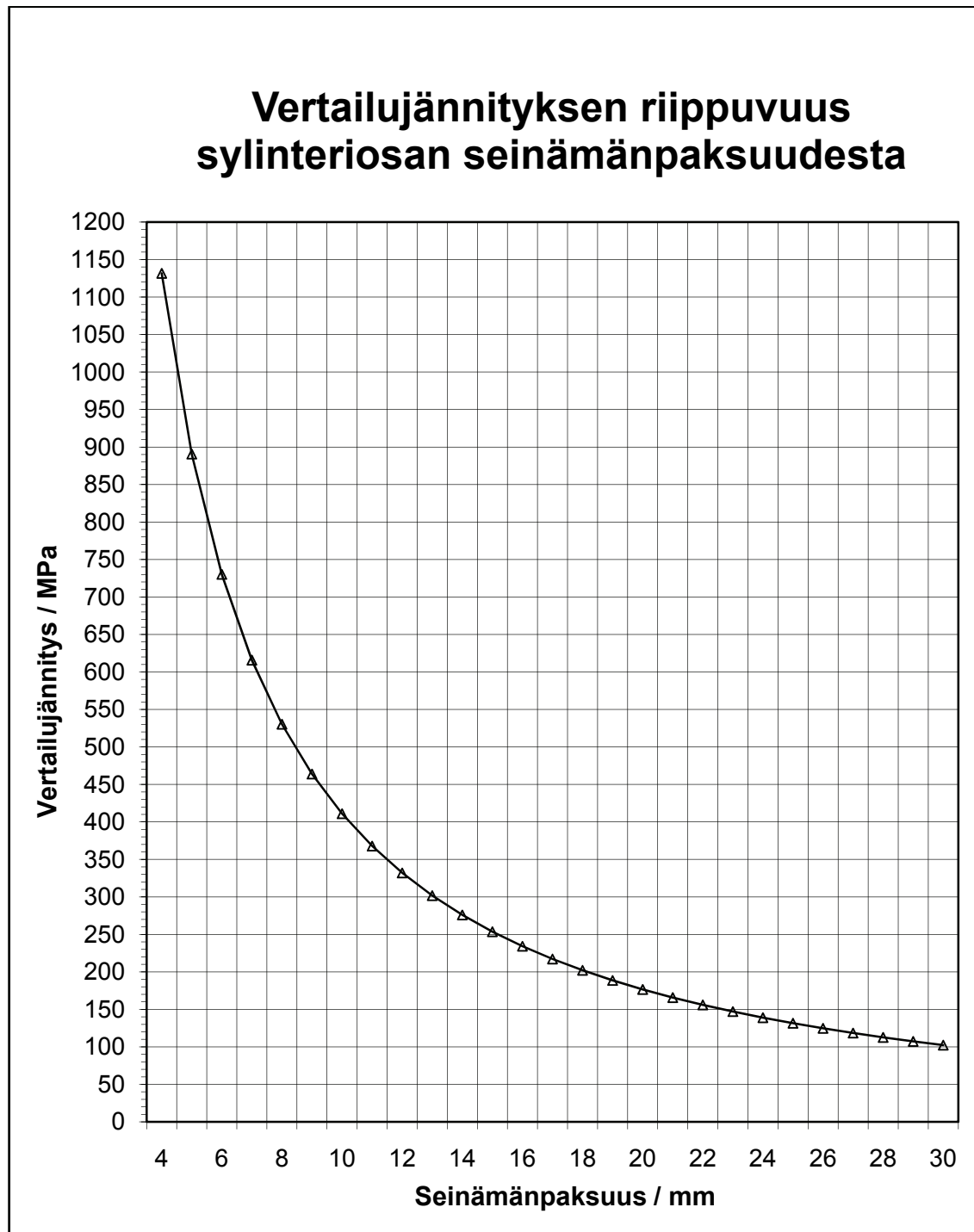
Vertailujännityksen riippuvuus seinämänpaksuudesta navan sisäreunalla ajettaessa kaarteissa lepokitkakertoimella 0,60 ja jarrutettaessa (vertaa laskentaan sivuilla 95–96).

LIITE 18: LAIPAN JÄNNITYS KAARTEESSA KITKAKERTOIMELLA 0,75



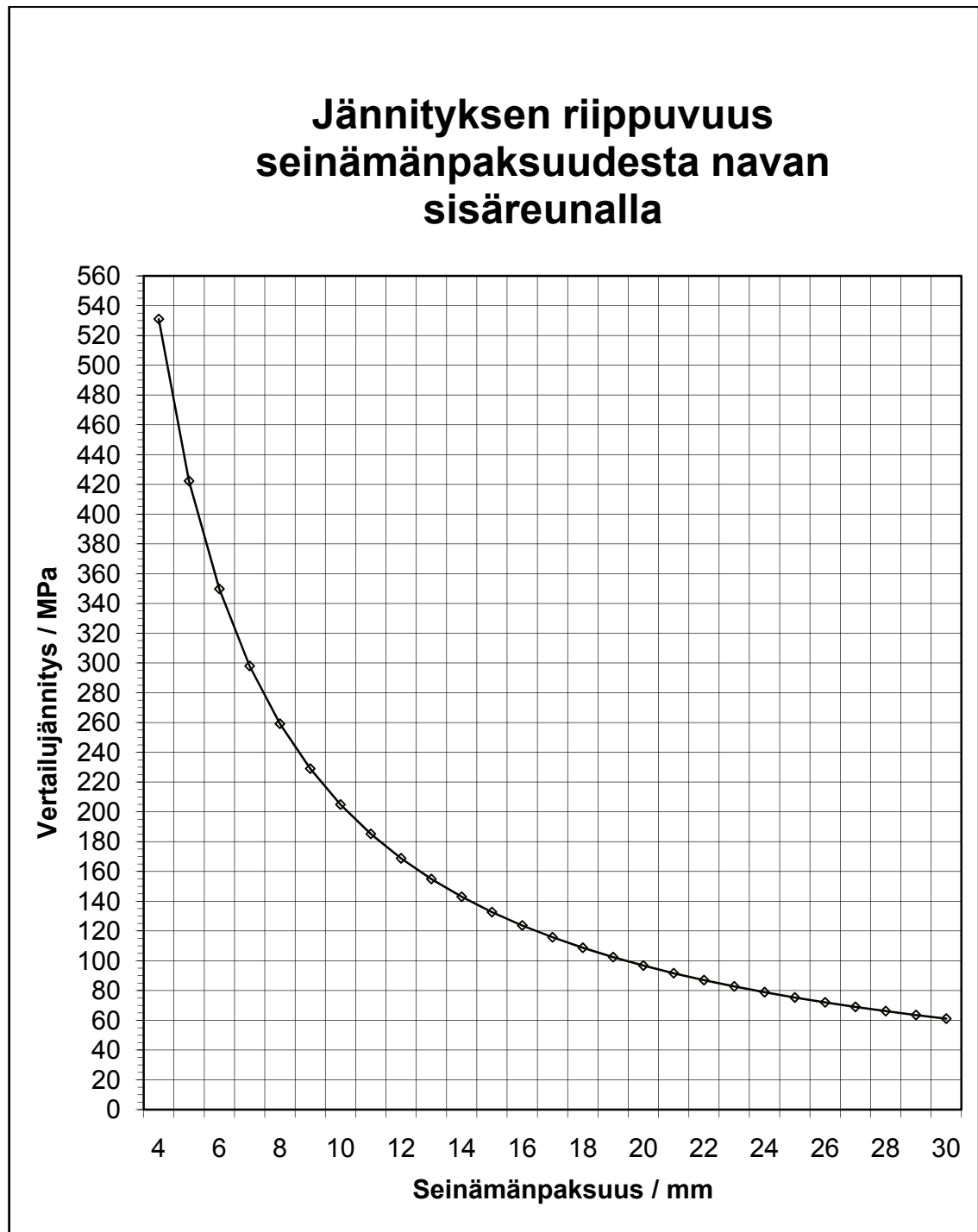
Vertailujännityksen riippuvuus navan laippaosan paksuudesta ajettaessa kaarteessa lepokitkakertoimella 0,75 ja aloitettaessa samalla jarrutus (vertaa soveltuvin osin laskentaan sivuilla 91–93).

LIITE 19: SYLINTERIMÄISEN OSAN JÄNNITYS KAARTEESSA KITKAKERTOIMELLA 0,75



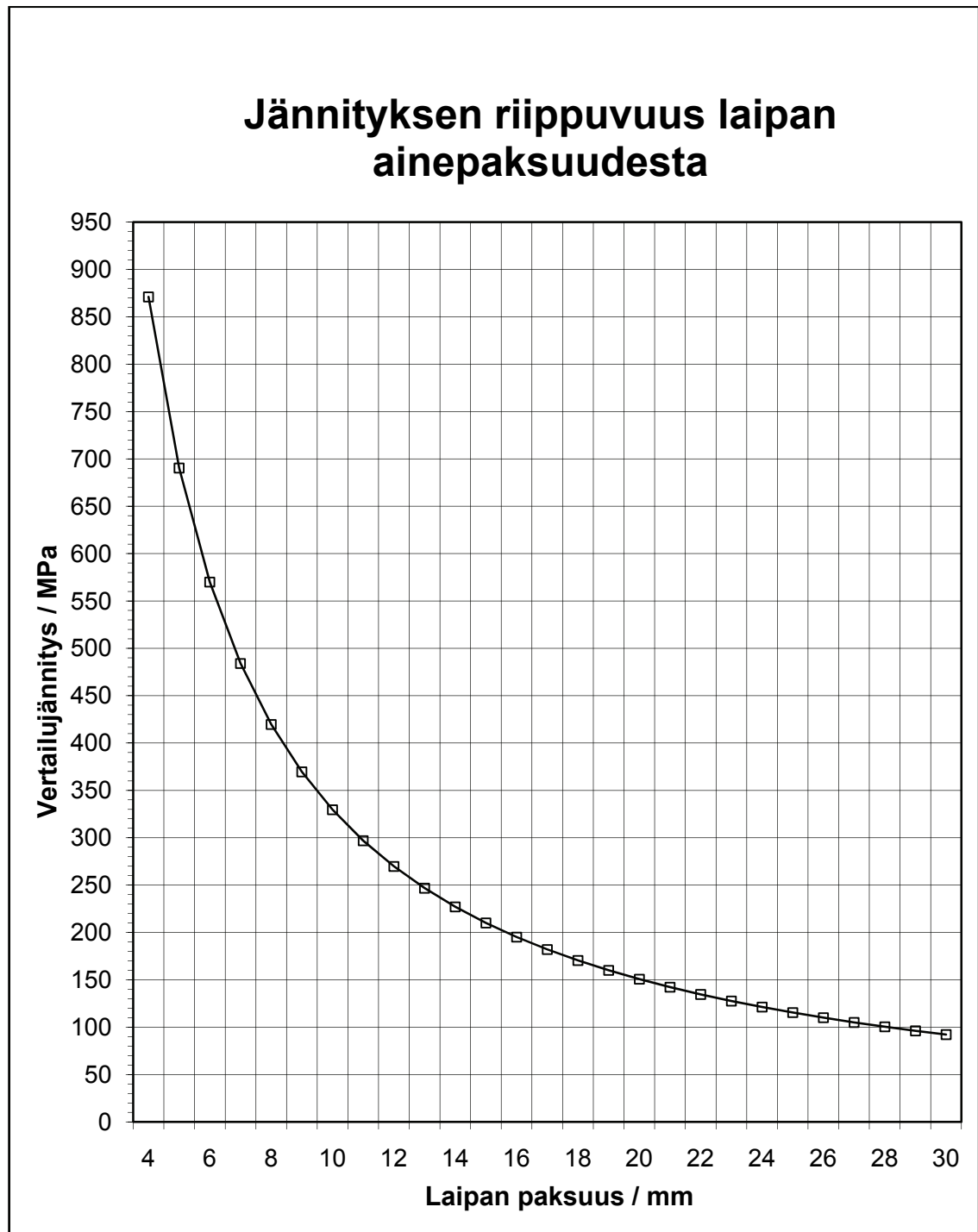
Vertailujännityksen riippuvuus navan sylinterimäisen osan seinämänpaksuudesta ulomman laakerin sisälaidalla. Kyseessä on jarrutustilanne kaarreaajossa ajettaessa lepokitkakertoimella 0,75 (vertaa soveltuvin osin laskentaan sivuilla 93–95).

LIITE 20: NAVAN SISÄREUNAN JÄNNITYS KAARTESSA KITKAKERTOIMELLA 0,75



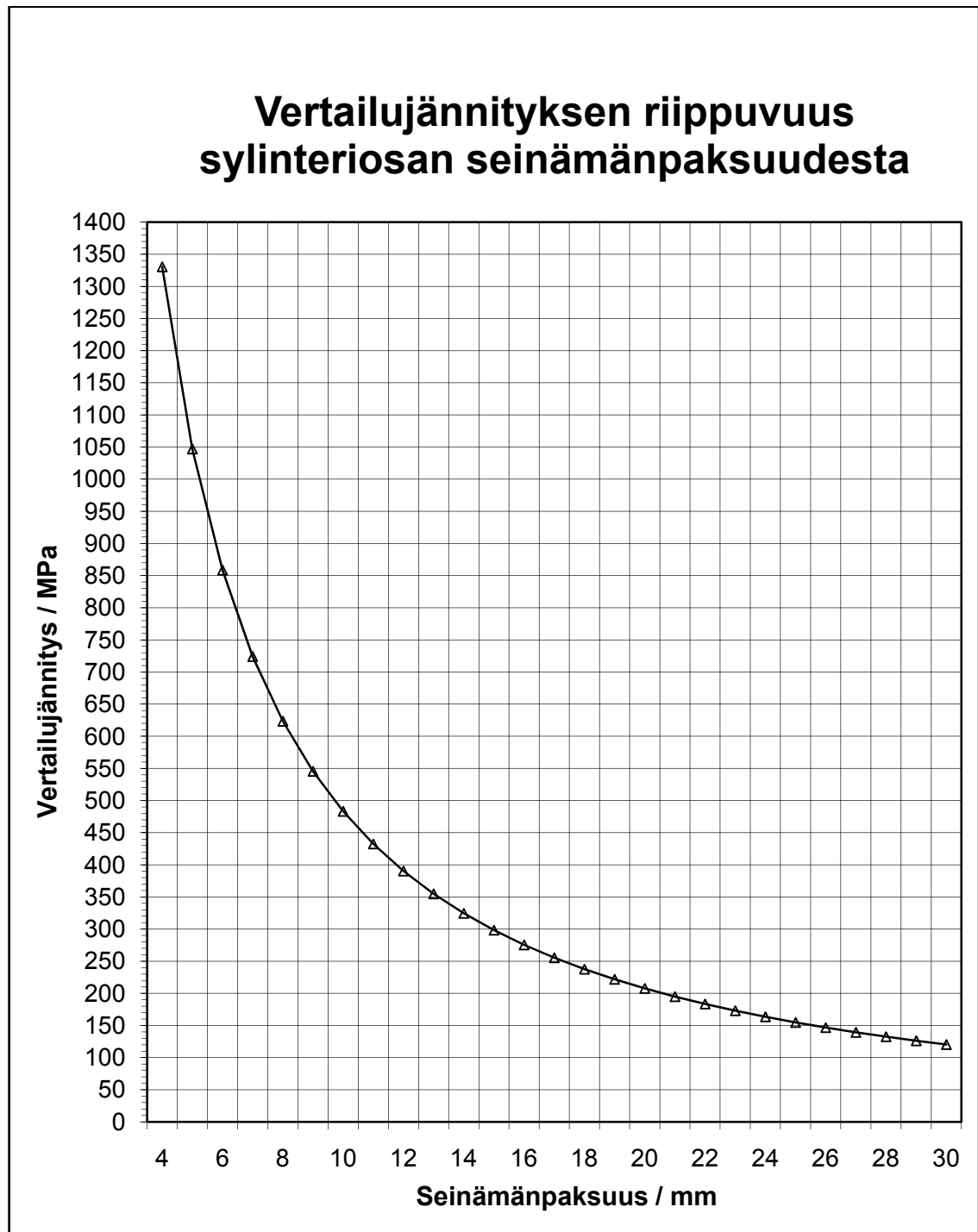
Vertailujännityksen riippuvuus seinämänpaksuudesta navan sisäreunalla. Kyseessä on jarrutustilanne kaarreaajossa ajettaessa lepokitkakertoimella 0,75 (vertaa soveltuvien osien laskentaan sivuilla 95–96).

LIITE 21: LAIPAN JÄNNITYS KAARTEESSA KITKAKERTOIMELLA 0,85



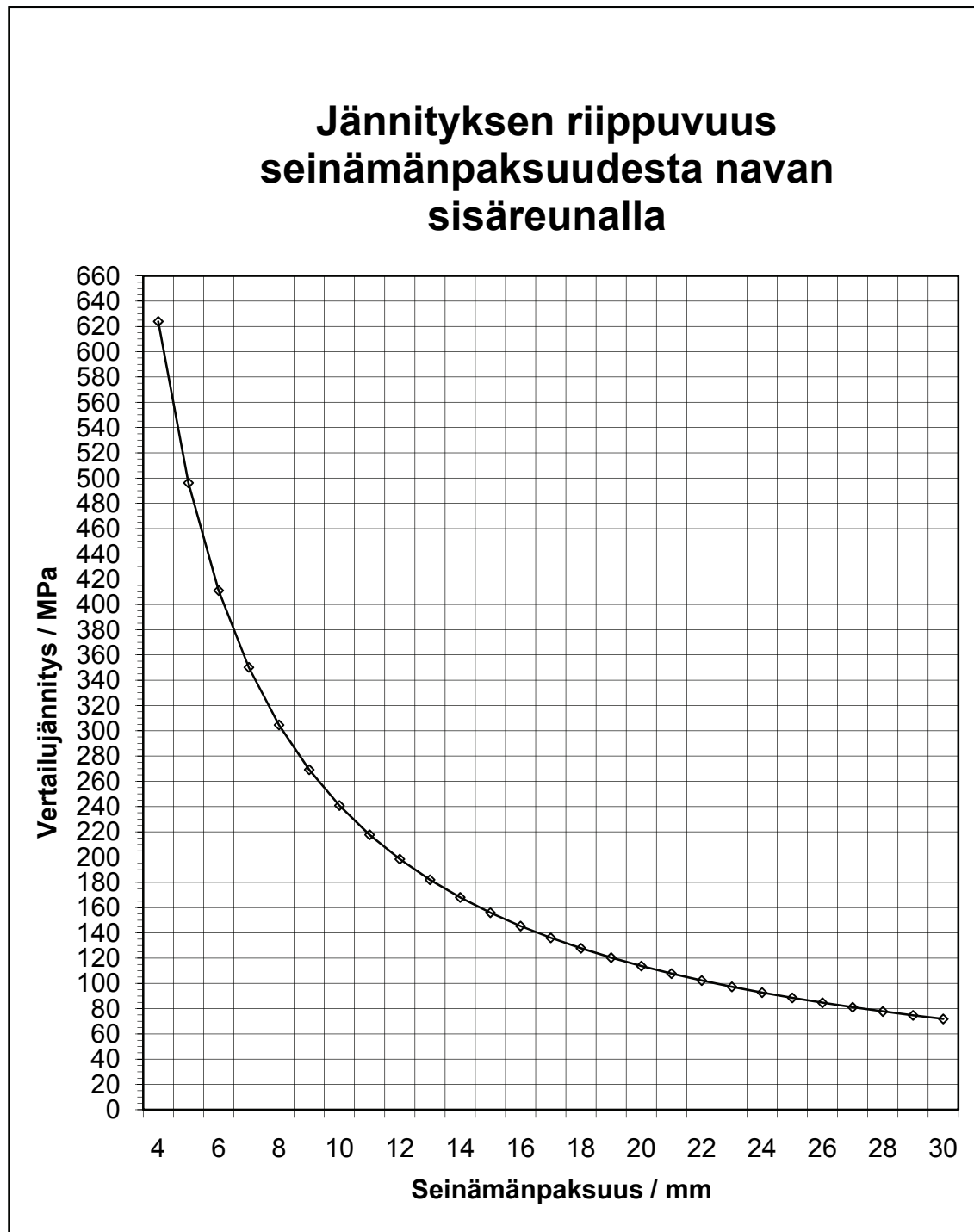
Vertailujännityksen riippuvuus navan laippaosan paksuudesta ajettaessa kaatumisrajan lähellä kitkakertoimella 0,85 ja jarrutettaessa (vertaa soveltuvin osin laskentaan sivuilla 91–93).

LIITE 22: SYLINTERIMÄISEN OSAN JÄNNITYS KAARTEESSA KITKAKERTOIMELLA 0,85



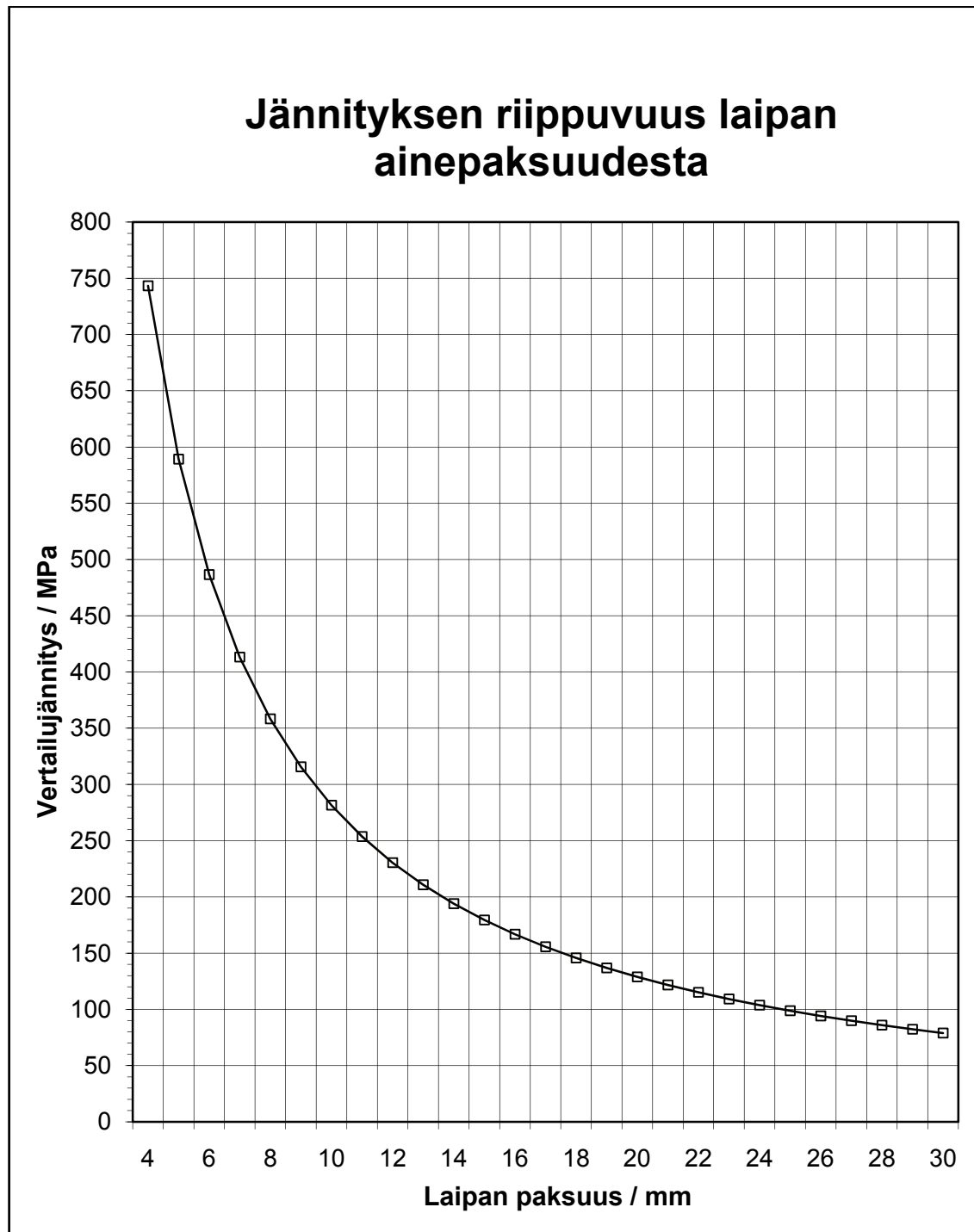
Vertailujännityksen riippuvuus navan sylinterimäisen osan seinämänpaksuudesta ulomman laakerin sisälaidalla ajettaessa kaatumisrajan lähellä ja jarrutettaessa (vertaa soveltuvien osien laskentaan sivuilla 93–95).

LIITE 23: NAVAN SISÄREUNAN JÄNNITYS KAARTEESSA KITKAKERTOIMELLA 0,85



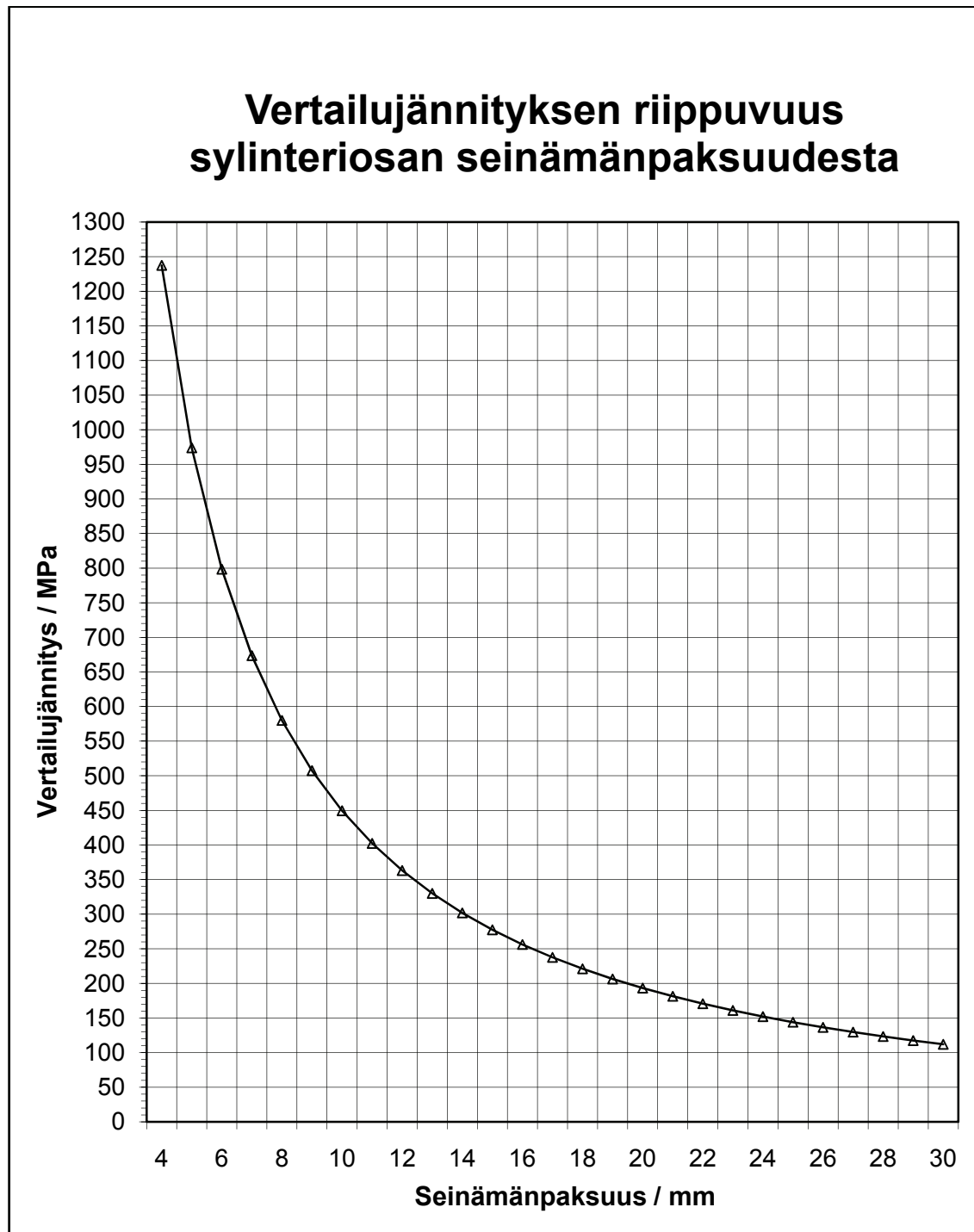
Vertailujännityksen riippuvuus seinämänpaksuudesta navan sisäreunalla ajettaessa kaatumisrajan lähellä lepokitkakertoimella 0,85 ja jarrutettaessa (vertaa soveltuvien osien laskentaan sivuilla 95–96).

LIITE 24: NAVAN LAIPPAOSAN JÄNNITYS KAATUMISEN LOPPUVAIHEESSA



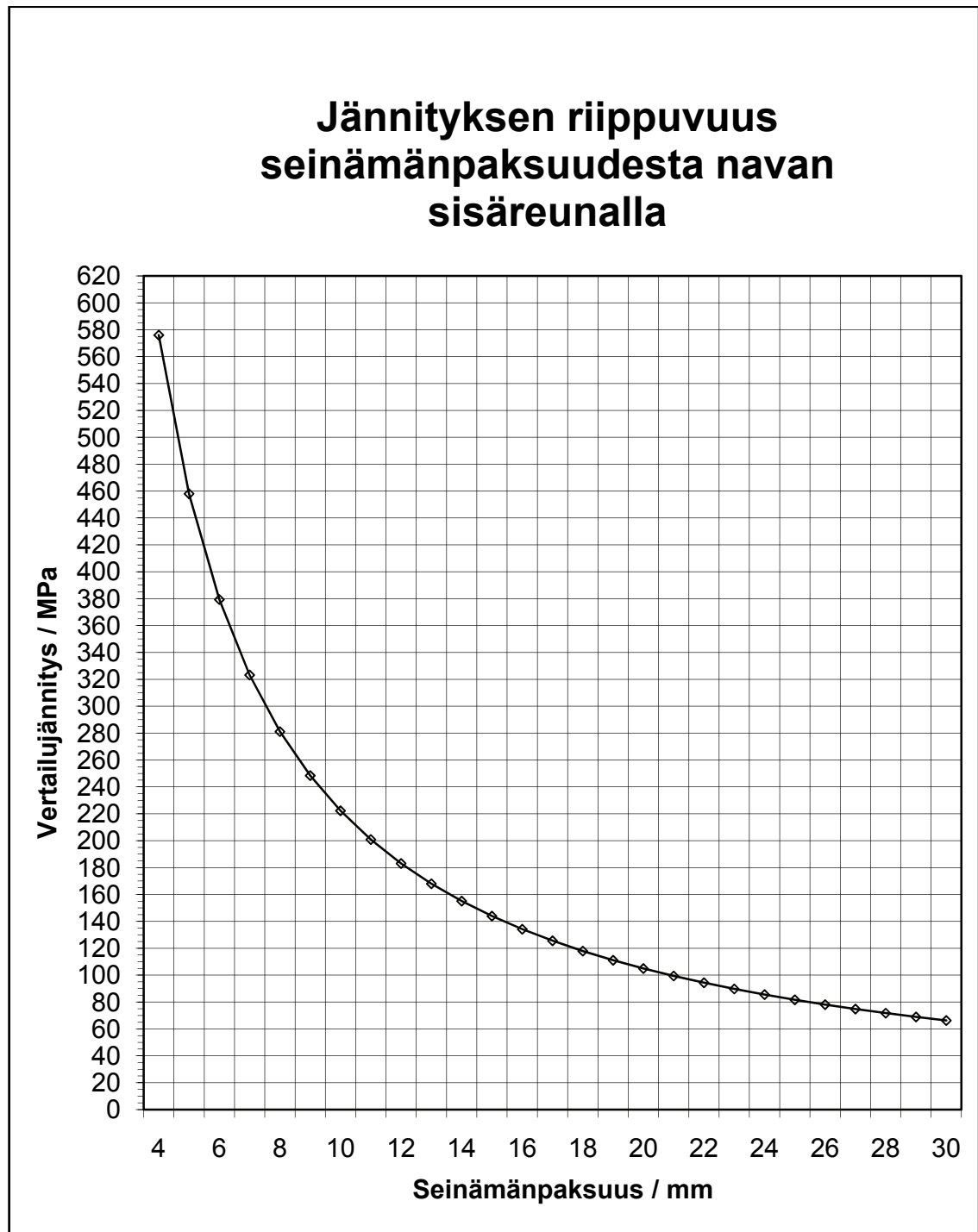
Vertailujännityksen riippuvuus navan laippaosan paksuudesta auton kaatumisen loppuvaiheessa (vertaa soveltuvin osin laskentaan sivuilla 91–93).

LIITE 25: SYLINTERIMÄISEN OSAN JÄNNITYS KAATUMISEN LOPPUVAIHEESSA



Vertailujännityksen riippuvuus navan sylinterimäisen osan seinämänpaksuudesta ulomman laakerin sisälaidalla kaatumisen loppuvaiheessa (vertaa soveltuvien osien laskentaan sivuilla 93–95).

LIITE 26: NAVAN SISÄREUNAN JÄNNITYS KAATUMISEN LOPPUVAIHEESSA



Vertailujännityksen riippuvuus seinämänpaksuudesta navan sisäreunalla kaatumisen loppuvaiheessa (vertaa soveltuvien osien laskentaan sivuilla 95–96).